

621.165

SHL

t

1990

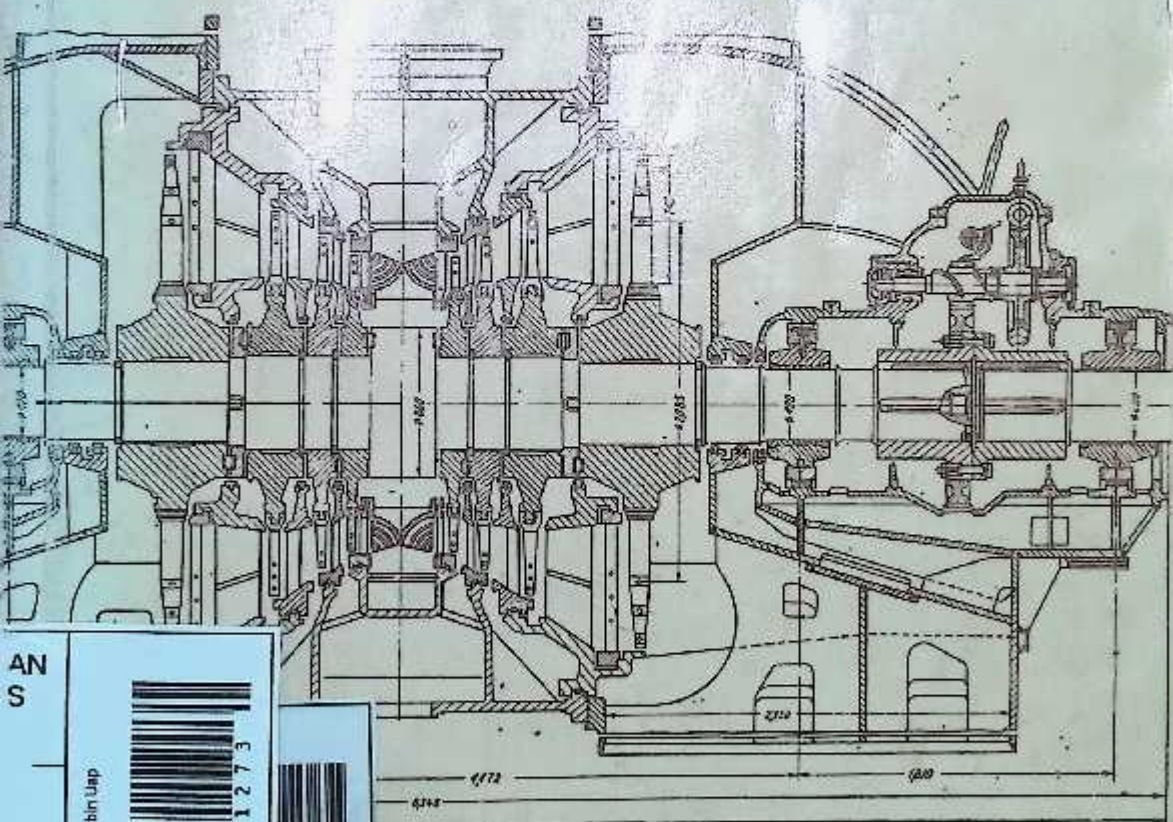
C3

PERPUS DIPTA FT
UNDIP

TURBIN UAP

(STEAM TURBINES)

Teori dan Rancangan



P. Shlyakhtin

Judul Asli : *STEAM TURBINES*
Theory and Design

Hak Cipta dalam Bahasa Inggris, pada Peace Publishers Moscow
Hak Terjemahan dalam Bahasa Indonesia pada *Penerbit Erlangga*

Alih Bahasa : *Ir. Zulkifli Harahap*
Editor : *Ir. Zulkifli Harahap*
Korektor : *Fernando Pasaribu*

Buku ini diset dan dilay-out oleh bagian Produksi *Penerbit Erlangga*.

Dicetak oleh: *PT. Gelora Aksara Pratama*

Cetakan pertama, 1988

Cetakan kedua yang secara keseluruhannya diperbaiki, 1990

Dilarang keras mengutip, menjiplak, atau memfotokopi sebagian atau seluruh isi buku ini, serta memperjual-belikan tanpa izin tertulis dari Penerbit Erlangga.

© HAK CIPTA DILINDUNGI OLEH UNDANG-UNDANG

KATA PENGANTAR

Buku ini dimaksudkan untuk menjadi bukuajar bagi mahasiswa fakultas teknik maupun para ahli teknik dan pendesain yang mengkhususkan diri pada pembuatan turbin.

Konsep teori dasar proses-proses termodinamik turbin uap (uap air) stasioner telah dibahas secara terinci. Operasi-operasi turbin ini pada beban yang bervariasi juga telah dibahas.

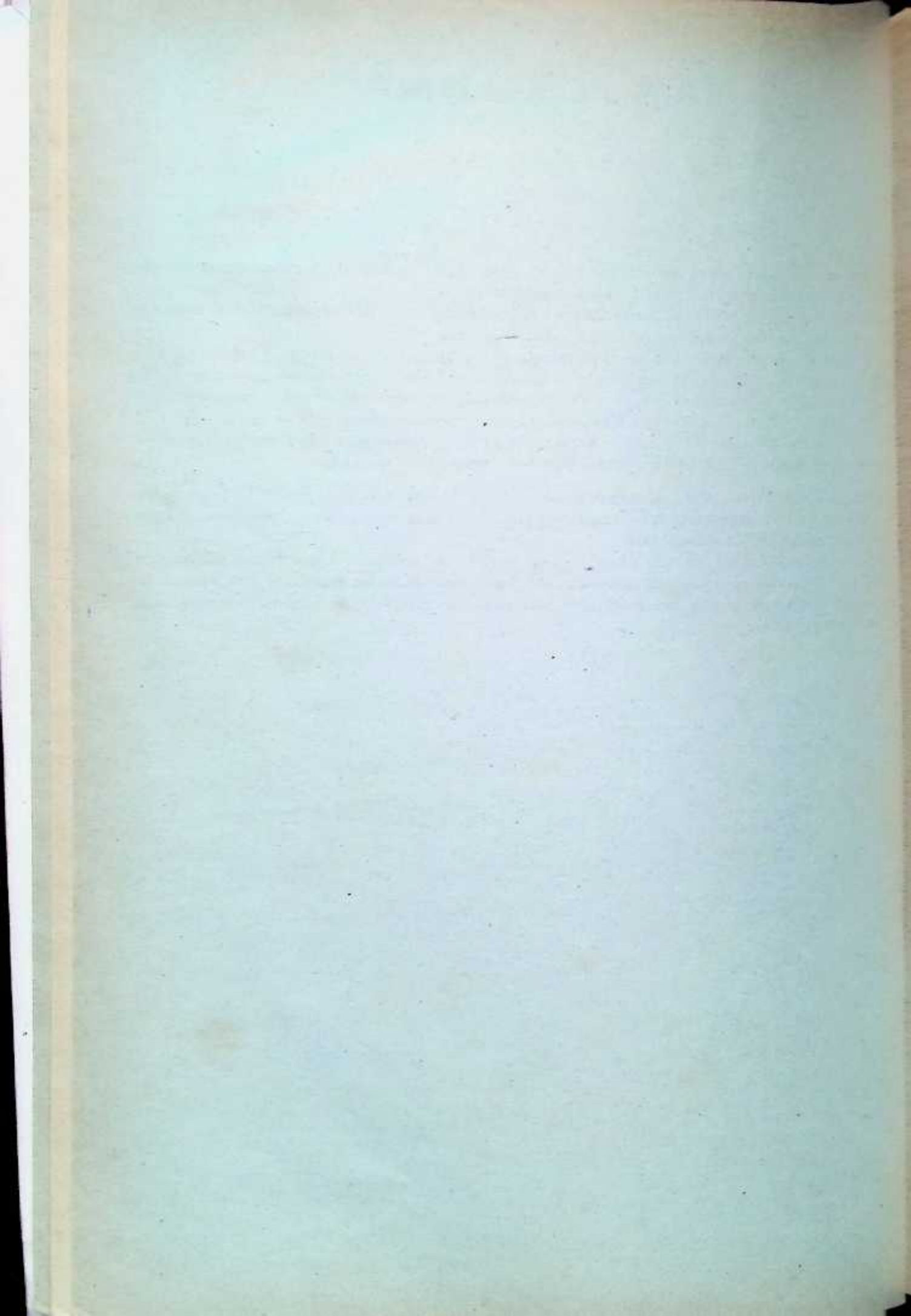
Pembaca akan memperoleh cukup banyak bahan yang menyangkut konsep-konsep dinamika gas yang diterapkan pada turbin uap begitu juga dengan desain dan konstruksi turbin uap dan rinciannya dalam hubungannya dengan kekuatan mekanis. Pembahasan yang panjang-lebar telah diberikan pada uraian turbin dari berbagai pembikin. Telah cukup banyak pembahasan mengenai berbagai produk turbin.

Buku ini memuat banyak tabel, diagram dan ilustrasi yang diharapkan akan dapat membuat pembaca mendapatkan pengertian yang lebih baik tentang teori dan pendesainan turbin uap.

Pada *cetakan kedua* ini terjadi perubahan judul lama **Turbin Kukus** menjadi **Turbin Uap**. Selain itu, beberapa istilah teknik mesin dan pola penempatan gambar/tabel pada cetakan sebelumnya — turut kami ubah dengan koreksi semaksimal mungkin.

Kami menyampaikan ucapan terima kasih kepada Prof. Ir. M. Samudro — Guru Besar Teknik Mesin ITB — atas kritikan dan input yang telah diberikan untuk perbaikan buku ini. Juga tidak lupa kami sertakan ucapan terima kasih kepada para dosen, mahasiswa dan pemakai buku ini yang telah memberikan kritikan dan saran-saran.

Penerbit



DAFTAR ISI

BAGIAN SATU TEORI DAN DESAIN TURBIN UAP

Bab Satu. Pendahuluan

1.1.	Prinsip Dasar Desain Turbin dan Sedikit Tentang Perkembangannya	3
1.2.	Perkembangan Industri Pembuat Turbin di Republik Sosialis Uni Soviet	8
1.3.	Klasifikasi Turbin Uap	10
1.4.	Prinsip Aksi Turbin Uap	12

Bab Dua. Aliran Uap Melalui suatu Tingkat Turbin

2.1.	Ekspansi Uap di dalam Nosel dengan Mengabaikan Kerugian	20
2.2.	Ekspansi Uap di dalam Nosel dengan Memperhitungkan Kerugian	24
2.3.	Ekspansi Uap di dalam Nosel pada Kondisi di Luar yang Didesain	26
2.4.	Ekspansi Uap di dalam Bagian Nosel Sisi-Keluar yang Miring	28
2.5.	Transformasi Energi pada Sudu-Gerak Tingkat Impuls	33
2.6.	Transformasi Energi pada Sudu-Gerak Tingkat Reaksi	35

Bab Tiga. Konsep Dinamika Gas

3.1.	Konsep Umum Aliran Fluida pada Lajuan Sudu	38
3.2.	Sifat-sifat Geometris Profil Sudu	38
3.3.	Gaya yang Dikerjakan Uap atau Gas (Fluida) pada Sudu	40
3.4.	Percobaan-percobaan pada Sudu Turbin	43
3.5.	Perhitungan Hasil Pengujian	49

Bab Empat. Penentuan Ukuran-ukuran Nosel dan Sudu

4.1.	Penentuan Ukuran Nosel	56
4.2.	Penentuan Tinggi Sudu-Gerak	57

Bab Lima. Kerugian Energi pada Turbin Uap

5.1.	Klasifikasi Kerugian Turbin	59
5.2.	Kerugian pada Katup Pengatur	59
5.3.	Kerugian pada Nosel	60
5.4.	Kerugian pada Sudu-Gerak	61
5.5.	Kerugian Akibat Kecepatan-Keluar (Carry-Over)	62
5.6.	Kerugian Akibat Gesekan Cakram dan Pengadukan	63
5.7.	Kerugian Ruang Bebas	64
5.8.	Kerugian Akibat Kebasahan Uap	68
5.9.	Kerugian Pemipaan Buang	69
5.10.	Kerugian Luar (External)	70
5.11.	Efisiensi Turbin	71
5.12.	Penentuan Massa-Alir Uap	72

Bab Enam. Turbin Tingkat-Tunggal	
6.1. Turbin Impuls Tingkat-Tunggal dengan Satu Tingkat-Kecepatan	75
6.2. Penentuan $(\frac{U}{c_1})_{opt}$ dari Efisiensi-dalam Relatif	78
6.3. Desain Turbin Impuls Tingkat-Tunggal (Urutan Perhitungan)	80
6.4. Turbin Impuls Tingkat-Tunggal dengan Dua Tingkat-Kecepatan	80
6.5. Urutan Perhitungan untuk Turbin Impuls dengan Dua Tingkat-Kecepatan	81
6.6. Desain Turbin Impuls Dua-Baris	84
Bab Tujuh. Turbin Nekatingkat	
7.1. Turbin Impuls dengan Tingkat-Tekanan	89
7.2. Proses Penurunan Kalor pada Diagram $i-s$ untuk Turbin Nekatingkat	90
7.3. Koefisien Pengulang-manfaatan Kalor	91
7.4. Koefisien Karakteristik untuk Turbin Nekatingkat	92
7.5. Reaksi dalam Tingkat-Tekanan	94
7.6. Reaksi untuk Cakram Dua-Baris	97
7.7. Perhitungan Penurunan Kalor untuk Turbin Impuls Nekatingkat	99
7.8. Prosedur Pendesainan untuk Turbin Impuls Nekatingkat	103
7.9. Turbin Reaksi	106
7.10. Efisiensi Turbin Reaksi	106
7.11. Prosedur Pendesainan Turbin Reaksi	109
7.12. Distribusi Penurunan Kalor pada Tingkat Turbin	113
7.13. Perhitungan Dorongan Aksial	116
7.14. Turbin Impuls-Reaksi	118
7.15. Pendesainan Turbin Impuls-Reaksi	119
7.16. Turbin Kapasitas Optimum	132
7.17. Turbin dengan Ekstraksi untuk Regenerasi	134
7.18. Prosedur Pendesainan Turbin dengan Ekstraksi	136
7.19. Perhitungan Kalor untuk Turbin Jenis K-50-90 (VK-50)	141
Bab Delapan. Prestasi Turbin pada Beban-beban yang Bervariasi	
8.1. Kondisi Operasi	157
8.2. Pengaturan dengan Pencekikan	158
8.3. Pengaturan dengan Pengendalian Nosel	158
8.4. Pengaturan dengan Pelangkauan	159
8.5. Hubungan antara Tekanan dan Massa Alir Uap pada Tingkat-Turbin pada Kondisi Beban yang Bervariasi	160
8.6. Pengoperasian Turbin pada Beban yang Bervariasi	160
8.7. Perhitungan Kalor untuk Beban yang Bervariasi	162
Bab Sembilan. Pengatur dan Peralatan Pengatur	
9.1. Konsep Dasar	168
9.2. Pengaturan Langsung	169
9.3. Sistem Pengaturan Taklangsung	170
9.4. Pengaturan dengan Servomotor Rotari	171
9.5. Pengaturan Kepesatan dengan Pengendalian Hidraulik	172
9.6. Sistem Pengaturan Hidrodinamik yang Dibuat oleh V.T.I.	173
9.7. Peralatan Pemercepat	174
9.8. Karakteristik Pengaturan	176
9.9. Operasi Paralel Turbin Uap	177
9.10. Sistem Suplai Minyak Turbin	178
9.11. Sistem Pemutus-Hubungan pada Kepesatan Lebih (Overspeed)	181
9.12. Pendesainan Alat Pemutus-Hubungan Kepesatan-Lebih	182

Bab Sepuluh. Rincian Konstruksi Turbin Kondensasi Nekatingkat.

10.1. Prinsip Konstruksi Turbin Kondensasi	184
--	-----

Bab Sebelas. Turbin Tekanan-Lawan dan Turbin Tekanan-Campur

11.1. Turbin Tekanan-Lawan	214
11.2. Contoh-contoh Konstruksi: Turbin Tekanan-Lawan	215
11.3. Contoh-contoh Konstruksi: Turbin Temperatur Tinggi	220
11.4. Turbin Kondensasi dengan Ekstraksi Terkendali (Turbin Lintas-Buang)	223
11.5. Contoh-contoh Konstruksi: Turbin Lintas-Buang	227
11.6. Turbin Tekanan-Lawan dengan Lintas-Buang, Jenis APR.	238
11.7. Turbin Tekanan-Buang dan Turbin Tekanan-Campur	239
11.8. Turbin dengan Dua Lintas-Buang	240
11.9. Contoh-contoh Konstruksi: Turbin dengan Dua Lintas-Buang	243
11.10. Ekspansi Termal Turbin	252

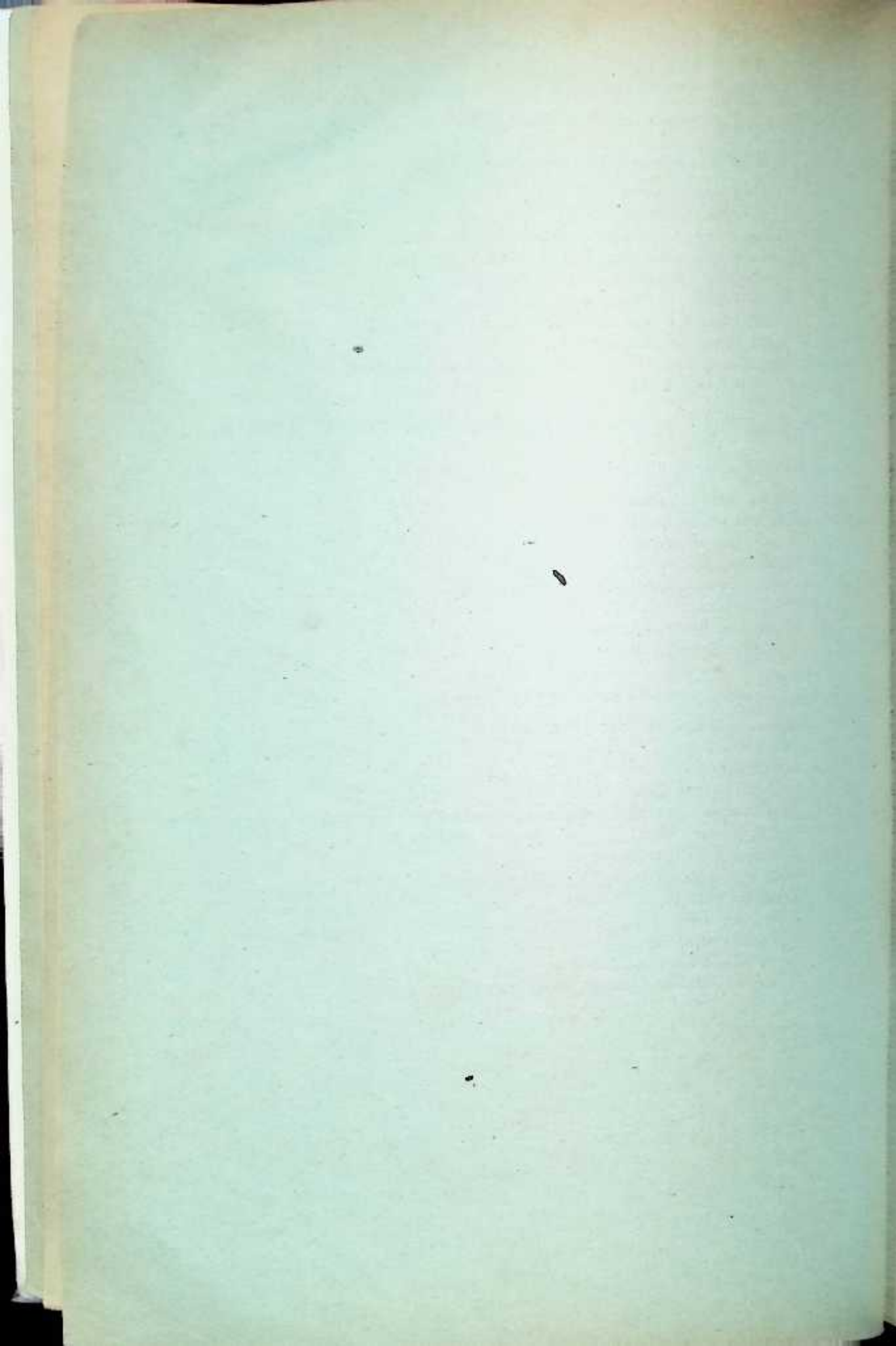
BAGIAN DUA DESAIN DAN KONSTRUKSI KOMPONEN-KOMPONEN TURBIN UAP**Bab Dua Belas. Konstruksi Silinder dan Rinciannya**

12.1. Bentuk Silinder, Bahan dan Desain	256
12.2. Konstruksi Nosel dan Sudu Pengarah.	260
12.3. Konstruksi Diafragma.	263
12.4. Perhitungan Diafragma	266
12.5. Paking Labirin untuk Ujung-ujung Poros	271
12.6. Bantalan Luncur	275
12.7. Pendesainan Bantalan Luncur	278
12.8. Konstruksi Bantalan Dorong	279

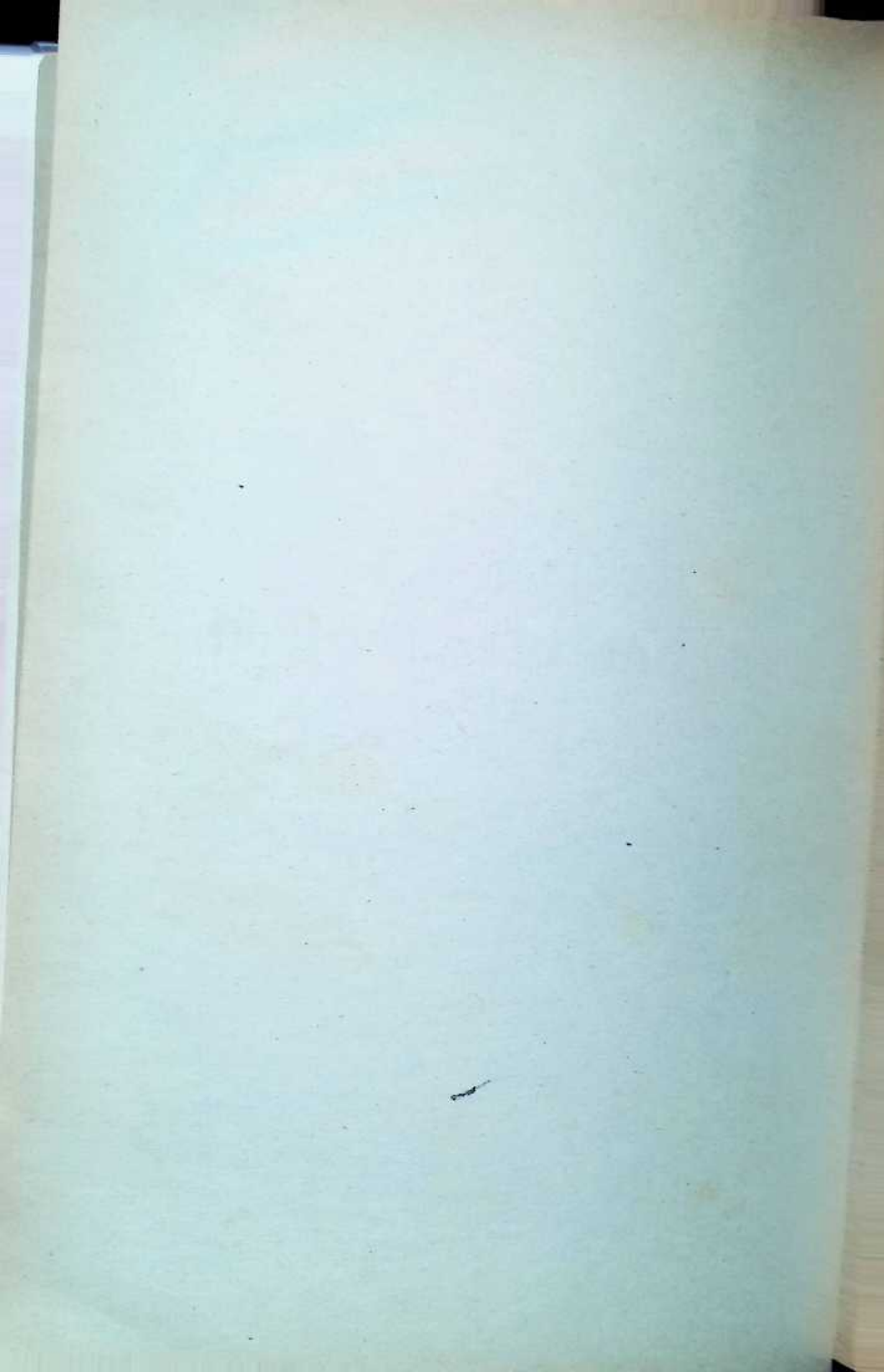
Bab Tiga Belas. Konstruksi Rotor Turbin dan Komponennya

13.1. Bahan dan Konstruksi Sudu-Gerak	284
13.2. Desain Sudu	287
13.3. Getaran Sudu	293
13.4. Penyebab Getaran Sudu	295
13.5. Metode-metode Percobaan dalam Mengusahakan Sudu Berada di Luar Daerah Getaran yang Berbahaya.	297
13.6. Desain dan Konstruksi Rotor.	300
13.7. Rotor Turbin Impuls	302
13.8. Konstruksi Cakram	304
13.9. Desain Poros Turbin.	315
13.10. Kepesatan Kritis Rotor.	317
13.11. Desain Poros dengan Dua Tumpuan	319
13.12. Kepesatan Kritis Poros dengan Beberapa Cakram.	321
13.13. Kopling.	324

Indeks	327
-------------------------	------------



BAGIAN SATU
**TEORI DAN DESAIN TURBIN
UAP**



Bab Satu

PENDAHULUAN

1.1. PRINSIP DASAR DESAIN TURBIN DAN SEDIKIT TENTANG PERKEMBANGANNYA

Turbin uap adalah suatu penggerak mula yang mengubah energi potensial uap menjadi energi kinetik dan energi kinetik ini selanjutnya diubah menjadi energi mekanis dalam bentuk putaran poros turbin. Poros turbin, langsung atau dengan bantuan roda gigi reduksi, dihubungkan dengan mekanisme yang digerakkan. Tergantung pada jenis mekanisme yang digerakkan, turbin uap dapat digunakan pada berbagai bidang industri, untuk pembangkit tenaga listrik, dan untuk transportasi.

Pengubahan energi potensial uap menjadi energi mekanis dalam bentuk putaran poros dilakukan dengan berbagai cara.

Turbin uap secara umum diklasifikasikan ke dalam tiga jenis: impuls, reaksi, dan gabungan (impuls reaksi), yang tergantung pada cara perolehan pengubahan energi potensial menjadi energi kinetik semburan uap.

Ide turbin uap ini sudah lama. Sudah umum diketahui bahwa kira-kira tahun 120 S.M. Hero di Alexandria membuat prototip turbin yang pertama yang bekerja berdasarkan prinsip reaksi. Alat ini menjelma menjadi instalasi tenaga uap yang primitif (Gambar 1-1) terdiri dari sumber kalor 1, bejana 2, yang diisi dengan air, penampang berbentuk bola 3 dengan pipa penyembur (nosel) 5. Akibat kalor, air yang ada di dalam bejana dipanaskan dan diuapkan yang menghasilkan uap jenuh, mengalir melalui pipa-pipa vertikal (tegak lurus) 4 dan pipa-pipa mendatar (aksel) 6 yang dimasukkan ke dalam penampang berbentuk bola tadi. Dengan kenaikan tekanan, uap yang ada di dalam penampang berbentuk bola itu dikeluarkan ke atmosfer melalui nosel 5.

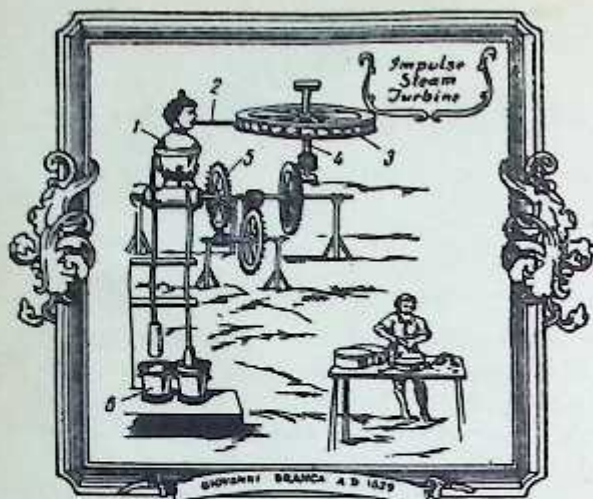
Semburan uap yang keluar dari nosel ini akan menyebabkan terjadinya gaya reaksi pada nosel itu sendiri dan memaksa bola itu berputar pada sumbu mendatarnya.

Beberapa abad kemudian, pada tahun 1629, Giovanni Branca memberikan gambaran sebuah mesin, yang dibuatnya, seperti ditunjukkan pada Gambar 1-2. Mesin itu terdiri dari ketel uap 1, yang tutupnya diberi berbentuk manusia, pipa yang panjang (nosel) 2, roda mendatar 3 dengan sudu-sudunya, poros 4 dan roga gigi transmisi 5 untuk menggerakkan kilang penumbuk 6. Uap yang dibangkitkan di dalam ketel sesudah diekspansikan pada nosel 2 memperoleh kecepatan yang tinggi. Semburan uap yang berkecepatan tinggi ini menubruk sudu-sudu roda 3 yang kemudian akan memutar roda ini. Kepesatan putar roda 3 ini dan momen putarnya pada poros 4 tergantung pada kecepatan dan jumlah aliran uap per satuan waktu. Mesin buatan Branca, dari prinsip aksinya, adalah prototip turbin impuls.



Gambar 1-1. Mesin buatan Hero.

1-sumber kalor; 2-bejana air; 3-penampang berbentuk bola; 4-pipa-pipa penyokong; 5-nosel; 6-aksel berongga.



Gambar 1-2. Mesin buatan Branca.

1—ketel; 2—nosel; 3—roda; 4—poros; 5—roda gigi transmisi; 6—kilang penumbuk.

Pada tahun 1806–1813, di pabrik Suzunsky di Altai, seorang pencipta berkebangsaan Rusia, Polikarp Zalesov, membuat sejumlah model turbin uap (steam).

Pada tahun tiga puluhan abad ke-19, pekerja di Nizhny Tagil membuat sebuah turbin uap yang sekali-pun demikian, tidak dapat dipakai dalam industri.¹

Kemajuan yang besar pada pengembangan dan konstruksi turbin uap dirasakan pada akhir abad ke-19. Pada tahun 1890, ahli teknik berkebangsaan Swedia, Gustaf de-Laval membuat sebuah turbin uap cakram tunggal dengan kapasitas 5 dk, dengan poros fleksibel dan cakram yang kekuatannya sama.

Turbin uap cakram tunggal yang paling sederhana terdiri dari bagian-bagian utama yang berikut ini (Gambar 1–3): nosel ekspansi 4, poros 1 dan cakram 2, dengan sudu-sudu 3 yang dipasang pada pinggirannya. Poros 1 yang padanya cakram 2 dipasang merupakan bagian terpenting turbin ini dan dikenal sebagai rotor, yang dipasang di dalam rumah turbin (turbine casing). Bantalan-bantalan luncur poros ditempatkan pada rumah bantalan yang dipasang pada dasar rumah turbin. (Rumah turbin dan dasarnya tidak ditunjukkan pada gambar tersebut).

Pada turbin-turbin jenis ini, ekspansi uap diperoleh dari tekanan awalnya sampai ke tekanan akhirnya di dalam satu atau dalam satu grup nosel yang diletakkan pada stator turbin dan ditempatkan di depan sudu-sudu cakram yang berputar. Penurunan tekanan uap di dalam nosel diikuti dengan penurunan kandungan kalornya (heat content); penurunan kandungan kalor yang terjadi di dalam nosel ini selanjutnya akan menyebabkan kenaikan kecepatan uap yang keluar dari nosel. Energi kecepatan semburan uap memberikan gaya impuls pada sudu-sudu dan melakukan kerja mekanis pada poros rotor turbin.

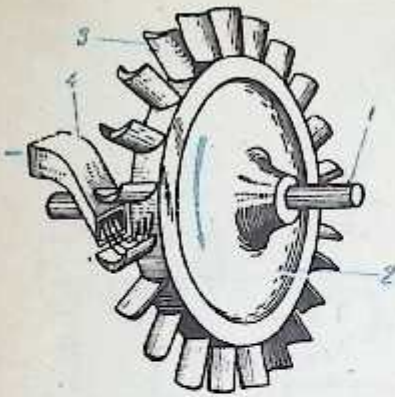
Turbin-turbin yang proses ekspansi lengkap uap terjadi hanya pada kanal diam (nosel) saja, dan energi kecepatan diubah menjadi kerja mekanis pada sudu-sudu turbin (tanpa terjadinya ekspansi yang lebih lanjut pada sudu-sudu turbin itu) dikenal sebagai turbin impuls. Kecepatan uap pada sisi keluar nosel pada turbin yang demikian itu dapat mencapai kira-kira 1.200 m/detik atau lebih.

Turbin-turbin impuls satu-tingkat yang berukuran kecil dibuat dan masih sedang dibuat dengan kecepatan yang tinggi. Turbin jenis ini yang pertama dibuat oleh de Laval beroperasi pada kecepatan 30.000 rpm, dan turbin tersebut dilengkapi dengan roda gigi reduksi untuk memindahkan momen putar ke mekanisme yang digerakkan (misalnya generator listrik, dan lain-lain).

Daya turbin impuls tingkat-tunggal walaupun pada kecepatan keliling yang dapat mencapai 350 m/detik tidak melebihi 500 sampai 800 kW. Unit tunggal kapasitasnya kecil, efisiensinya rendah, dan dalam kebanyakan hal keharusan untuk memakai roda gigi reduksi membatasi pemakaian turbin uap tingkat-tunggal.

Turbin yang ditunjukkan pada Gambar 1–4 bekerja pada prinsip yang berbeda. Uap segar dari ruang A memasuki laluan sudu pengarah (nosel) yang ditempatkan pada rumah turbin yang stasioner 1. Sudu-sudu gerak dipasang pada pinggir rotor 2 yang membentuk laluan-laluan untuk aliran uap. Uap yang berasal dari ruang A, sesudah melewati sudu-sudu pengarah dan sudu-sudu gerak, memasuki ruang B.

¹ Untuk mendapatkan data terinci tentang perkembangan turbin, lihat A.A. Radtzig, *The Development of Steam Turbines*, 1934; Lev Gumilevsky, *The Creators of Steam Turbines*, ONTI, 1936.



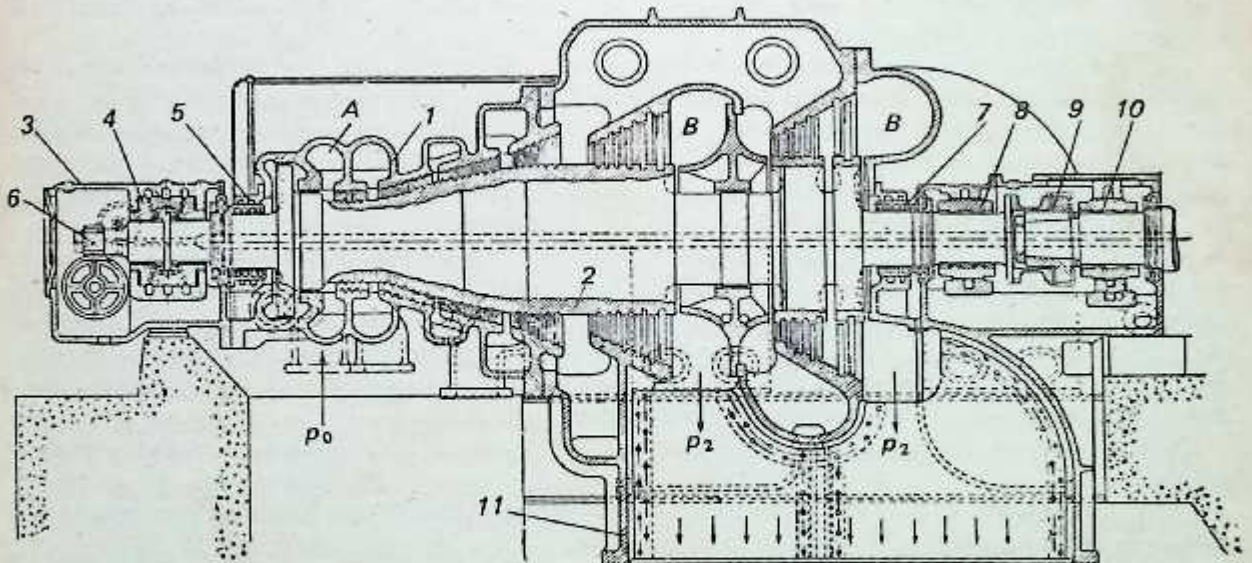
Gambar 1-3. Turbin impuls sederhana
1-poros; 2-cakram; 3-sudu; 4-nosel

Sewaktu melintasi laluan dari ruang *A* ke ruang *B*, uap secara terus-menerus mengalami ekspansi dari tekanan awal p_0 ke keadaan akhir p_2 . Ekspansi dan penurunan kandungan kalor uap per satuan terjadi terus menerus pada semua laluan sudu, baik sudu pengarah maupun sudu gerak. Mula-mula uap segar dari ruang *A* memasuki laluan antar-sudu barisan pertama sudu pengarah, yang dipasang pada stator turbin 1. Dari sini uap memasuki barisan pertama sudu gerak yang dipasang pada pinggir rotor 2. Dari laluan antar-sudu barisan pertama sudu gerak, uap memasuki barisan kedua sudu pengarah dan seterusnya, yang melewati laluan sudu semua barisan sudu gerak dan sudu pengarah secara berturut-turut. Uap yang meninggalkan barisan terakhir sudu gerak, yang dikenal sebagai uap buang, dari ruang *B* memasuki kondenser, melalui pipa buang 11, yang merupakan tempat terjadinya kondensasi uap.

Dua barisan sudu yang bersebelahan, yang masing-masing dipasang pada rumah turbin dan drum (rotor), membentuk satu tingkat turbin. Dengan demikian, turbin yang mempunyai beberapa barisan sudu pengarah dan sudu gerak yang demikian itu, dikenal sebagai turbin nekatingkat (multi-stage turbine).

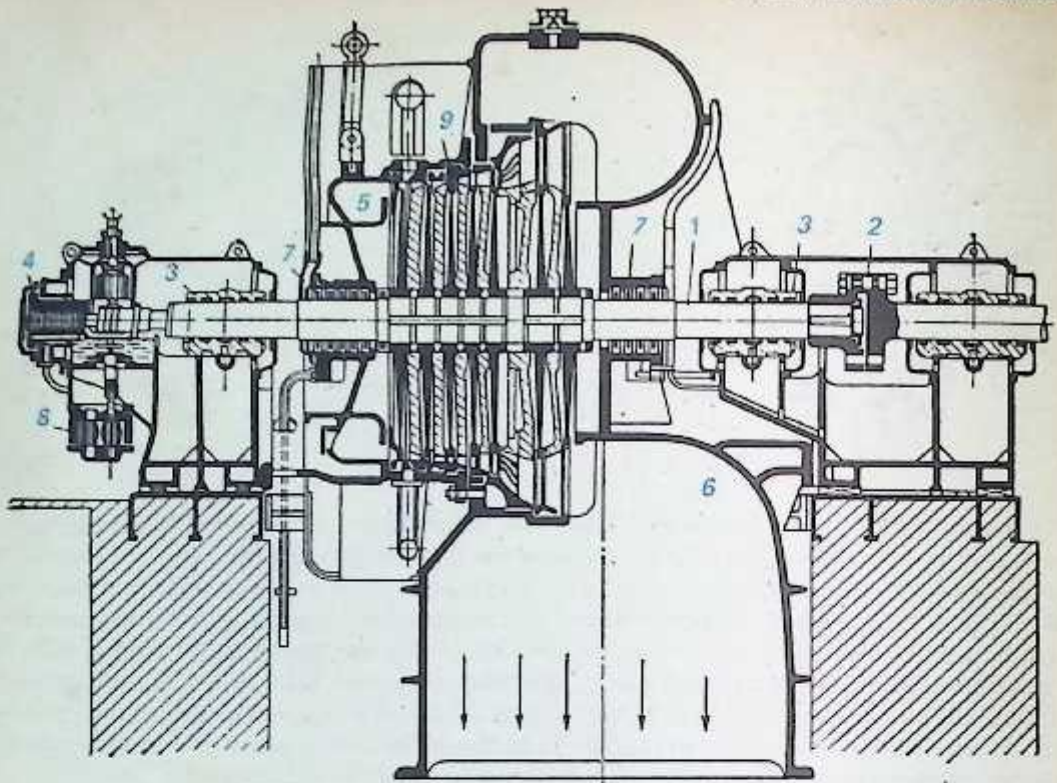
Pada turbin yang sedang diperhatikan, sangat berlawanan dengan yang dijelaskan sebelumnya, ekspansi uap terjadi baik pada sudu diam atau sudu pengarah maupun pada sudu putar atau sudu gerak.

Turbin, yang ekspansi uapnya terjadi tidak saja pada laluan-laluan sudu pengarah, tetapi juga pada laluan-laluan sudu-gerak, sehingga penurunan keseluruhan kandungan kalor pada semua tingkat, kurang lebih, terdistribusi secara seragam di antaranya dikenal sebagai turbin reaksi.



Gambar 1-4. Turbin uap silinder-tunggal yang berukuran kecil

1-stator; 2-drum rotor; 3-bagian kaki bantalan tekanan tinggi; 4-gabungan bantalan luncur dan dorong; 5-paking labirin tekanan tinggi; 6-roda gigi casing untuk pengatur kecepatan; 7-paking labirin tekanan rendah; 8-ujung belakang bantalan luncur; 9-kopling; 10-bantalan generator; 11-pipa buang



Gambar 1-5. Turbin impuls nekatingkat.

1—poros dengan tujuh cakram; 2—kopling; 3—bantalan lunear depan dan belakang; 4—bantalan dorong jenis kelepak (collar); 5—ruang bentuk cincin yang mensuplai uap ke tingkat pertama; 6—pipa buang; 7—gland paking poros; 8—pompa minyak roda gigi; 9—rumah turbin.

Turbin uap yang bekerja menurut prinsip di atas, yang dipakai untuk keperluan-keperluan industri, pertama sekali disarankan oleh ahli teknik berkebangsaan Inggris, C.A. Parsons.

Kecepatan uap yang mengalir di dalam turbin-turbin reaksi nekatingkat (kecuali pada beberapa tingkat yang terakhir pada turbin yang uapnya dikondensasikan (condensing turbine)) adalah relatif kecil (kira-kira 100 sampai 200 m/detik.)

Pengembangan prinsip impuls turbin de-Laval yang lebih lanjut menuju ke pemunculan turbin-turbin impuls nekatingkat pada tahun 1900. Ide utama pada konstruksi turbin-turbin yang demikian adalah untuk menggunakan, sebagai pengganti satu grup nosel, beberapa grup yang bergantian, yang bersama dengan cakram-cakram sudu gerak membentuk beberapa tingkat turbin. Ekspansi uap terjadi pada setiap grup nosel pada masing-masing tingkat, sementara pada sudu gerak hanya arah aliran uap saja yang diubah, dan akibatnya energi kecepatan uap diubah menjadi kerja mekanis.

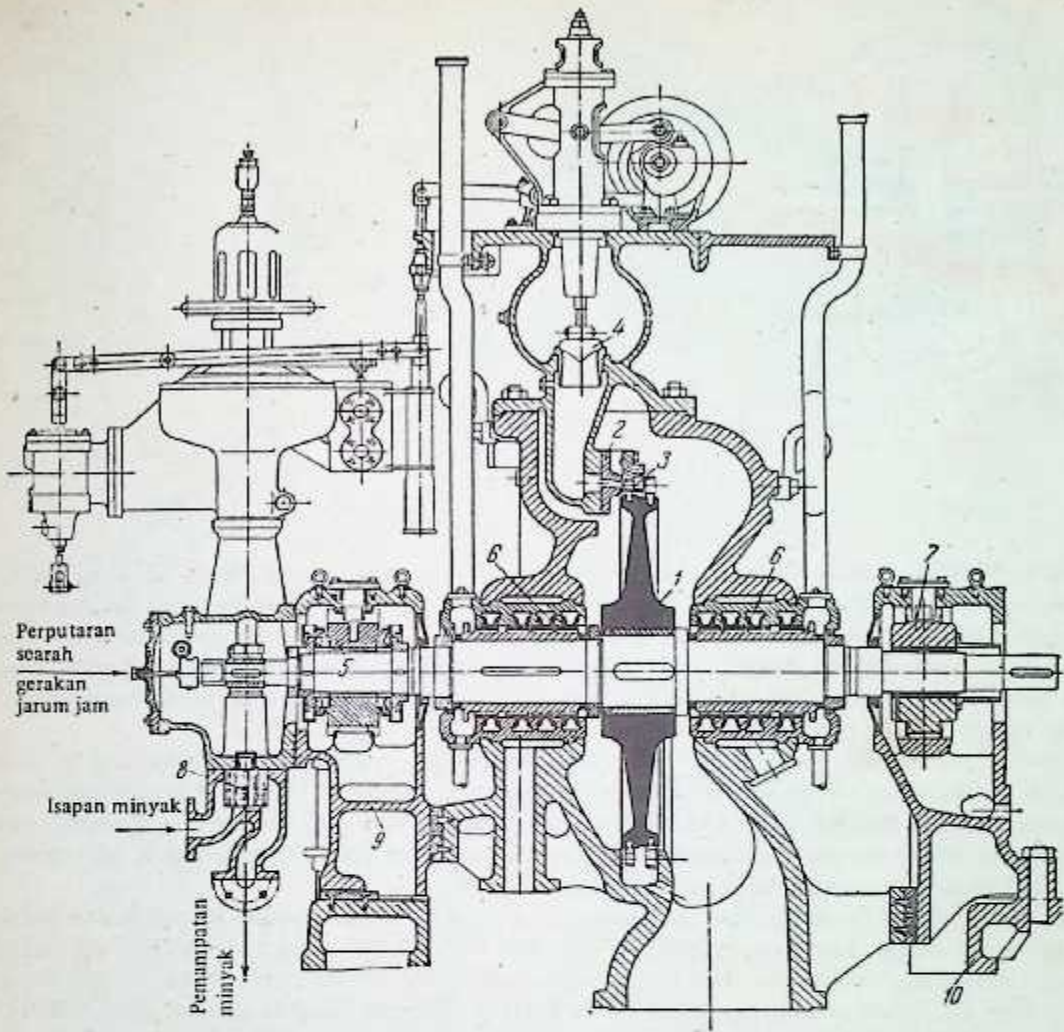
Turbin jenis ini ditunjukkan pada Gambar 1-5. Poros turbin 1 mempunyai tujuh cakram, yang mempunyai sudu gerak yang dipasang pada pinggirnya. Sekat-sekat, yang dikenal sebagai diafragma, ditempatkan di antara setiap pasangan cakram yang mempunyai sudu gerak. Diafragma ini dipasang pada stator turbin 9; nosel-nosel untuk pengekspansian uap dipasang pada diafragma-diafragma ini. Uap segar dari ruang yang berbentuk cincin 5 memasuki nosel tingkat pertama dan dari sana selanjutnya melewati laluan-laluan di antara sudu-sudu gerak dan nosel tingkat yang berikutnya.

Uap buang dari sudu gerak tingkat terakhir memasuki pipa 6 dan kemudian uap dialirkan ke kondensor.

Pada tahun yang sama, 1900, Curtis menjelaskan sebuah turbin dengan satu tingkat-tekanan tetapi dengan dua atau tiga tingkat-kecepatan.

Turbin cakram tunggal dengan dua tingkat-kecepatan yang dibuat oleh Lenin Nevsky Works ditunjukkan pada Gambar 1-6.

Semua turbin yang telah diperbincangkan dikenal sebagai turbin-turbin aksial, karena aliran uap adalah searah dengan (sejajar) sumbu turbin. Bersama dengan turbin aksial, pada perempat abad ke-20, juga dibuat turbin-turbin radial, yang arah aliran uapnya diperoleh dalam arah yang tegak lurus terhadap



Gambar 1-6. Turbin uap yang dibuat oleh Lenin Nevsky Works.

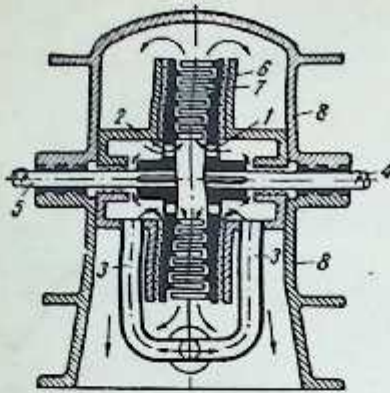
1—cakram dua tingkat kecepatan; 2—nosel; 3—sudu-sudu pengarah; 4—katup pengatur; 5—gabungan bantalan luncur dan dorong; 6—paking labirin poros depan dan poros belakang; 7—bantalan luncur ujung belakang; 8—pompa minyak gigi; 9-10—kuda-kuda penyokong depan dan belakang.

sumbunya, yakni arah radial. Turbin radial yang pertama telah diusulkan dan dibuat oleh Ljungström bersaudara pada tahun 1910. Diagram skematik turbin yang demikian itu ditunjukkan pada Gambar 1-7.

Turbin ini terdiri dari dua cakram 1 dan 2, yang dipasang pada ujung-ujung poros 4 dan 5. Permukaan lateral cakram-cakram ini, yang saling berhadapan, mempunyai sudu gerak yang dipasang padanya secara melingkar dengan jari-jari yang berbeda. Uap yang mengalir dari pipa utama uap 3 memasuki ruang tengah melalui lubang pada cakram dan dari sana mengalir melalui semua baris sudu-sudu gerak dan dialirkan ke pipa buang 8 turbin tersebut.

Ekspansi uap dari tekanan awalnya p_0 ke tekanan akhir p_2 terjadi di dalam laluan semua baris sudu-sudu yang berputar. Pada turbin jenis ini tidak ada sudu-sudu pengarah, semua sudu adalah jenis sudu gerak. Poros-poros 4 dan 5 bersama dengan cakram yang dipasang padanya berputar dalam arah yang berlawanan. Turbin yang demikian dikenal sebagai turbin reaksi murni.

Turbin radial juga dibuat dengan sudu-sudu pengarah yang tetap. Dalam hal ini turbin itu beroperasi menurut prinsip yang serupa dengan prinsip turbin reaksi aksial yang telah dibahas sebelum ini.



Gambar 1-7. Susunan umum turbin aliran-radial.
1- dan 2- cakram, 3- sapai uap-segar; 4- dan 5- poros; 6- dan 7- sudu gerak; 8- rumah.

1.2. PERKEMBANGAN INDUSTRI PEMBUAT TURBIN DI REPUBLIK SOSIALIS UNI SOVIET

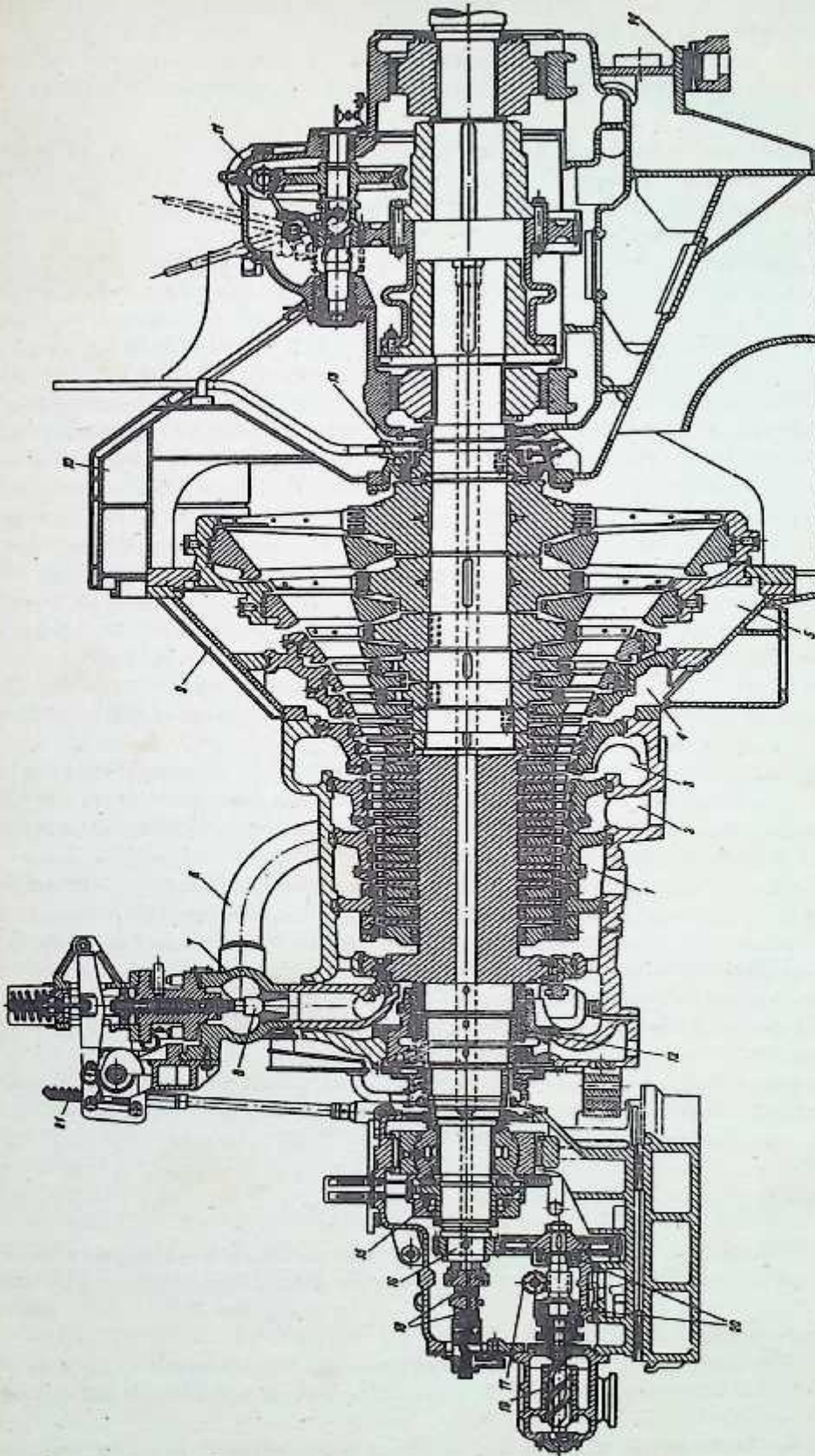
Sebelum Revolusi Sosialis Oktober, industri turbin di Rusia berkembang dalam laju yang lambat. Turbin pertama dengan kapasitas 200 kW dibuat pada tahun 1907 oleh Petersburg Metal Factory (sekarang menjadi Leningrad Metal Works), satu-satunya pabrik yang bekerja untuk pembuatan turbin uap pada saat itu. Dari tahun 1907 sampai 1913 pabrik ini membuat turbin yang jumlahnya 26 unit dengan kapasitas maksimum sebesar 1.250 kW dalam satu unit tunggal. Dengan mulainya Perang Dunia Pertama, pembuatan turbin di Rusia praktis dalam keadaan statis.

Industri ini dimulai lagi pada tahun 1923; pada tahun 1924 Leningrad Metal Works (L.M.W.) membuat sebuah turbin dengan kapasitas 20.000 kW. Turbin yang dibuat di Uni Soviet mulai berkembang cepat selama Rencana Pembangunan Lima Tahun yang Pertama dan yang berikutnya, khususnya pada periode yang terakhir. Selama Rencana Pembangunan Lima-tahun yang Pertama, pabrik ini membuat turbin-turbin kapasitas menengah dan besar (sampai 50.000 kW).

Mulai dari Rencana Pembangunan Lima-tahun yang Kedua, L.M.W. beralih ke pembuatan turbin-turbin kondensasi dengan kapasitas 24.000, 50.000, dan 100.000 kW, yang diuji (rated) pada tekanan uap setinggi 29 ata dan temperatur 400°C . Selama periode yang sama L.M.W. bekerja dengan metode konstruksi yang asli, yakni pembuatan turbin-turbin cerat (bleeder turbines) dengan kapasitas 25.000 kW pada kondisi-kondisi awal uap yang sama, dan membuat prototip turbin mereka yang pertama. Di samping itu, L.M.W. membuat turbin yang digabung dengan turbin tumpang (topping turbine) yaitu turbin yang beroperasi pada tekanan dan temperatur uap awal yang tinggi dan mengalirkan uapnya ke turbin kondensasi dari sisi buangnya atau dari salah satu tingkat menengahnya, dengan tekanan uap 125 ata dan temperatur 450°C . Pembuatan turbin uap dengan kapasitas 100.000 kW pada 3000 rpm, suatu prestasi yang unik pada periode pembangunan turbin di dunia saat itu, dan pembuatan turbin-turbin cerat dengan kapasitas yang lebih besar adalah beberapa di antara prestasi L.M.W., yang menempatkannya menjadi pabrik turbin yang terkemuka pada saat itu.

Kharkov Turbine Works, salah satu yang terbesar di antara jenisnya, dioperasikan untuk pertama kali pada tahun 1934 yang dimulainya pembuatan turbin-turbin uap silinder tunggal dengan kapasitas 50.000 kW, dan pada tahun 1938 pabrik itu menghasilkan turbin dengan kapasitas 100.000 kW pada putaran 1500 rpm dengan kondisi uap awal 29 ata dan temperatur 400°C .

Pada tahun-tahun terakhir ini L.M.W. membuat sederetan turbin kondensasi dengan kapasitas 25.000 sampai 100.000 kW pada kondisi uap 90 ata dan temperatur 500°C yang beroperasi pada kecepatan 3.000 rpm. Gambar 1-8 menunjukkan sebuah turbin uap tekanan tinggi dengan kapasitas 50.000 kW, yang dibuat oleh L.M.W., penjelasannya diberikan pada Bab 10. Selanjutnya, pada tahun 1952 L.M.W. membuat sebuah turbin uap dengan daya 150.000 kW pada 3.000 rpm pada kondisi uap yang super-kritis: tekanan awal uap adalah 170 ata dan temperaturnya 550°C . Pada saat ini L.M.W. telah membuat sederetan turbin cerat (bleeder turbine) dengan satu atau dua pengaturan uap yang mempunyai kapasitas 50.000 kW pada kondisi awal uap pada 130 ata dan 565°C . Pada tahun 1957 L.M.W. membuat turbin dengan kapasitas 200.000 kW yang diuji (rated) pada kondisi-kondisi awal uap 130 ata dan 565°C , dengan pengulang-panasan (reheating) uap pada tingkat menengahnya sampai ke temperatur 535°C . Pada tahun 1958 L.M.W. menyelesaikan kerja proyek turbin kondensasi yang unik dengan kapasitas 300.000 kW pada



Gambar 1-8. Turbin uap tekanan-tinggi 50.000 kW, 3.000 rpm (L.M.W.)

1, 2, 3, 4 dan 5 - ruang ekstraksi untuk pemanasan air pengisian regeneratif; 6 - pipa suplai; 7 - ruang sorong uap; 8 - katup dengan dilusur yang diperpar-
 jang; 9 - bagian las-lusur; 10 - pipa buang las-lusur; 11 - alat pemutar poros; 12 - paking labirin depan; 13 - paking labirin belakang; 14 - litik tetap
 paking labirin; 15 - bantalan lancar dan áyrong; 16 - roda gigi reduksi ke pompa minyak dan pengatur kecepatan; 17 - gigi ésing untuk pengatur;
 18 - pengatur keamanan; 19 - pompa roda gigi; 20 - penurun tekanan untuk minyak; 21 - batang gigi untuk menjalankan poros kam.

tekanan dan temperatur uap 240 ata dan 580°C, dengan pengulang-panasan uap dari tingkat menengahnya sampai ke temperatur 565°C. Pada saat ini prototip pertama turbin yang demikian telah dibuat dan turbin dengan kapasitas yang serupa telah juga dibuat pada pabrik Kharkov Turbine Works (Kh.T.W.).

Di pabrik ini turbin, jenis SKR-100, dengan kapasitas 100.000 kW yang didesain untuk kondisi-kondisi awal uap 300 ata dan 650°C sedang dalam pembuatan. Turbin ini akan mengalirkan uap ke turbin kondensasi yang biasa.

Pembuatan turbin gas kapasitas besar telah dimulai di pabrik L.M.W. Sebuah turbin gas dengan kapasitas 12.000 kW dibuat di sini pada tahun 1957 yang khusus dibuat untuk sistem produksi bawah tanah pembuatan gas dari batubara. Pada tahun yang sama kerja proyek pada turbin gas dengan kapasitas 25.000 kW telah dilakukan, dan pembuatannya selesai pada tahun 1959.

Sama halnya, Kharkov Turbine Works mendesain dan membuat turbin yang beroperasi pada tekanan uap yang tinggi dengan kapasitas 25.000 sampai 100.000 kW baik berupa jenis kondensasi maupun yang digabungkan dengan turbin tumpang (topping turbine), yang dinilai pada kondisi awal uap 90 ata dan 550–535°C ataupun 130 ata dan 565°C. Pada tahun 1956 Kh.T.W. membuat turbin, jenis K-100-90 (VKT-100) dengan kapasitas total 100.000 kW pada kondisi-kondisi uap 90 ata dan 535°C. Turbin, jenis K-150-130 dengan daya 150.000 kW dengan tekanan dan temperatur awal uap masing-masing 130 ata dan 565°C, yang dibuat oleh Kh.T.W., sekarang ini beroperasi pada salah satu pembangkit tenaga listrik berdaya besar. Di samping itu pabrik ini juga sedang membuat turbin kondensasi kapasitas besar untuk pembangkit listrik tenaga nuklir. Sebuah turbin yang unik, jenis SKK-300, yang didesain untuk kondisi-kondisi uap yang superkritik, dan turbin tumpang (topping turbine), jenis SKR-100 dengan kapasitas 100.000 kW yang beroperasi pada kondisi-kondisi tekanan dan temperatur uap masing-masing pada 300 ata dan 650°C sekarang ini telah diproduksi. Turbin gas dengan kapasitas 50.000 kW juga sedang dibuat.

Turbin-turbin uap tekanan tinggi yang dibuat oleh L.M.W. dan Kh.T.W. mempunyai banyak kesamaan pada rinciannya, yang menyederhanakan cara pembuatan, menurunkan biaya pembuatan dan memungkinkan penggantian bagian-bagian yang telah aus pada waktu dilakukan perbaikan menyeluruh.

Ural Turbomotor Works (U.T.W.) dioperasikan tidak lama sebelum Perang Patriotik Besar. Pabrik ini sedang membuat turbin dengan pengaturan uap dengan kapasitas-kapasitas 12.000; 25.000; dan 50.000 kW demikian juga halnya dengan turbin gas.

Pada tahun 1950 Kaluga Turbine Works telah beroperasi, yang sejak itu telah mendesain dan membuat sederetan turbin kondensasi dan cerat dengan kapasitas kecil yang diuji pada 35 ata dan 435°C.

Pembuatan turbin telah dimulai di Bryansk Locomotive Works pada tahun 1952, yang turbin dengan kapasitas menengah (25.000 kW) sedang dalam pembuatan.

Industri pembuat turbin di Uni Soviet sekarang ini berkembang dalam laju yang cepat, dan tempo ini akan dipercepat secara terus menerus. Telah diputuskan bahwa kapasitas pembangkit listrik tenaga kalor harus lebih dari dua kali kapasitas terpasang pada akhir periode Rencana Pembangunan Tujuh Tahun.

Pengoperasian, pada tahun 1954, pembangkit listrik tenaga nuklir yang mensuplai energi listrik pada skala industri mencerminkan usaha yang menguntungkan yang dilakukan oleh ahli-ahli ilmu pengetahuan dan ahli-ahli teknik Uni Soviet dalam bidang pembangkitan tenaga listrik. Di sini pun turbin uap adalah penggerak-mula yang utama.

Pembangkit listrik tenaga nuklir yang baru di Uni Soviet dengan kapasitas terpasang sebesar 100.000 kW telah dioperasikan pada tahun 1958. Pada tahap penyelesaiannya kapasitas terpasang total stasiun pembangkit tenaga listrik ini akan menjadi 600.000 kW.

1.3. KLASIFIKASI TURBIN UAP

Turbin uap dapat diklasifikasikan ke dalam kategori yang berbeda yang tergantung pada konstruksinya, proses penurunan kalor, kondisi-kondisi awal dan akhir uap dan pemakaiannya di bidang industri sebagai berikut:

1. Menurut jumlah tingkat tekanan:
 - a) turbin satu tingkat dengan satu atau lebih tingkat kecepatan yang biasanya berkapasitas kecil; turbin ini kebanyakan dipakai untuk menggerakkan kompressor sentrifugal dan mesin-mesin lain yang serupa;
 - b) turbin impuls dan reaksi nekatingkat; turbin ini dibuat dalam jangka kapasitas yang luas mulai dari yang kecil hingga yang besar.
2. Menurut arah aliran uap:
 - a) turbin aksial, yang uapnya mengalir dalam arah yang sejajar terhadap sumbu turbin; tegak lurus

terhadap sumbu turbin satu atau lebih tingkat kecepatan-rendah pada turbin itu dibuat aksial.

b) turbin radial, yang uapnya mengalir dalam arah yang tegak lurus terhadap sumbu turbin;

3. Menurut jumlah silinder:

a) turbin silinder-tunggal,

b) turbin silinder-ganda,

c) turbin tiga-silinder, dan

d) turbin empat-silinder.

Turbin nekatingkat yang rotornya dipasang pada satu dan poros yang sama dan dikopel dengan generator-tunggal yang dikenal sebagai turbin poros-tunggal; turbin dengan poros rotor yang terpisah untuk masing-masing silinder yang dipasang sejajar satu dengan yang lainnya dikenal sebagai turbin neka-aksial!

4. Menurut metode pengaturan:

a) turbin dengan pengaturan pencekikan (throttling) yang uap segarnya masuk melalui satu atau lebih (yang tergantung pada daya yang dihasilkan) katup pencekik yang dioperasikan serempak;

b) turbin dengan pengaturan nosel yang uap segarnya masuk melalui dua atau lebih pengatur pembuka (opening regulator) yang berurutan;

c) turbin dengan pengaturan langkau (by-pass governing) yang uap segarnya di samping dialirkan ke tingkat pertama juga langsung dialirkan ke satu, dua atau bahkan tiga tingkat menengah turbin tersebut.

5. Menurut prinsip aksi uap:

a) turbin impuls, yang energi potensial uapnya diubah menjadi energi kinetik di dalam nosel atau laluan yang dibentuk oleh sudu-sudu diam yang berdekatan, dan di dalam sudu-sudu gerak, energi kinetik uap diubah menjadi energi mekanis; menurut praktek turbin impuls yang dilakukan sekarang ini, pengklasifikasian ini adalah relatif, karena turbin ini beroperasi dengan derajat reaksi yang agak membesar pada sudu-gerak tingkat-tingkat yang berikutnya (pada turbin kondensasi).

b) turbin reaksi aksial yang ekspansi uap di antara laluan sudu baik sudu pengarah maupun sudu-gerak tiap-tiap tingkat berlangsung hampir pada derajat yang sama;

c) turbin reaksi radial tanpa sudu pengarah yang diam;

d) turbin reaksi radial dengan sudu pengarah yang diam.

6. Menurut proses penurunan kalor:

a) turbin kondensasi (condensing turbine) dengan regenerator; pada turbin jenis ini uap pada tekanan yang lebih rendah dari tekanan atmosfer dialirkan ke kondenser; di samping itu uap juga dicerat dari tingkat-tingkat menengahnya untuk memanaskan air pengisian ketel, jumlah penceratan yang demikian itu biasanya dari 2-3 hingga sebanyak 8-9. Kalor laten uap buang selama proses kondensasi semuanya hilang pada turbin ini. Turbin kapasitas kecil pada desain yang terdahulu sering tidak mempunyai pemanasan air pengisian yang regeneratif;

b) turbin kondensasi dengan satu atau dua penceratan dari tingkat menengahnya pada tekanan tertentu untuk keperluan-keperluan industri dan pemanasan;

c) turbin tekanan lawan (back pressure turbine), uap buang dipakai untuk keperluan-keperluan industri dan pemanasan; ke dalam turbin jenis ini dapat juga ditambahkan (dalam artian yang relatif) turbin dengan kevakuman yang dihilangkan (deteriorated), yang uap buangnya dapat dipakai untuk keperluan-keperluan pemanasan dan proses;

d) turbin tumpang; turbin ini juga adalah jenis turbin tekanan lawan dengan perbedaan bahwa uap buang dari turbin jenis ini lebih lanjut masih dipakai untuk turbin-turbin kondensasi tekanan menengah dan rendah. Turbin ini, secara umum, beroperasi pada kondisi tekanan dan temperatur uap awal yang tinggi, dan dipakai kebanyakan untuk membesarkan kapasitas pembangkitan pabrik,¹ dengan maksud untuk mendapatkan efisiensi yang lebih baik;

e) turbin tekanan lawan (back pressure turbine) dengan penceratan uap dari tingkat-tingkat menengahnya pada tekanan tertentu; turbin jenis ini dimaksudkan untuk mensuplai uap kepada konsumen pada berbagai kondisi tekanan dan temperatur;

¹ "Membesarkan kapasitas pembangkitan" di sini berarti instalasi ketel-ketel tekanan tinggi tambahan (tekanan kritis dan superkritis) dan turbin tumpang (topping turbine) sebagai unit tambahan yang mengalirkan uap ke turbin tekanan menengah yang semula memang sudah ada.

f) turbin tekanan rendah (tekanan buang) yang uap buang dari mesin-mesin uap, palu uap, mesin tekan, dan lain-lain, dipakai untuk keperluan pembangkitan tenaga listrik;

g) turbin tekanan-campur dengan dua atau tiga tingkat-tekanan, dengan suplai uap buang ke tingkat-tingkat menengahnya.

Turbin-turbin yang disebutkan pada 'b' sampai 'e' biasanya mempunyai peneratan untuk pemanasan air pengisian ketel secara regeneratif, di samping peneratan uap pada tekanan-tekanan tertentu untuk keperluan-keperluan lainnya.

7. Menurut kondisi-kondisi uap pada sisi masuk turbin;

a) turbin tekanan rendah, yang memakai uap pada tekanan 1,2 sampai 2 ata;

b) turbin tekanan menengah, yang memakai uap pada tekanan sampai 40 ata;

c) turbin tekanan tinggi, yang memakai uap pada tekanan di atas 40 ata;

d) turbin tekanan yang sangat tinggi, yang memakai uap pada tekanan 170 ata atau lebih dan temperatur di atas 550°C atau lebih;

e) turbin tekanan superkritis, yang memakai uap pada tekanan 225 ata atau lebih.

8. Menurut pemakaiannya di bidang industri:

a) turbin stasioner dengan kecepatan putar yang konstan dipakai terutama untuk menggerakkan alternator;

b) turbin uap stasioner dengan kecepatan yang bervariasi dipakai untuk menggerakkan blower-turbo, pengedar udara (air circulator), pompa, dan lain-lain.

c) turbin yang tidak stasioner dengan kecepatan yang bervariasi; turbin jenis ini biasanya dipakai pada kapal-kapal uap, kapal, lokomotif kereta api (lokomotif-turbo).

Semua jenis turbin yang telah dijelaskan di atas ini yang tergantung pada kecepatan putar dapat dihubungkan langsung atau melalui roda gigi reduksi dengan mesin-mesin yang digerakkan.

Dalam pelajaran *Turbin Uap* yang sekarang ini hanya turbin-turbin uap jenis stasioner yang beroperasi pada kecepatan konstan saja yang akan dibahas. Tabel-tabel 1-1, 1-2, dan 1-3 memberikan spesifikasi berbagai jenis turbin uap yang dibuat di Uni Soviet.

Contoh-contoh turbin dengan desain yang direvisi dengan penandaan baru.

Turbin kondensasi tanpa peneratan (extraction) dengan kapasitas 6.000 kW pada tekanan awal uap 35 ata:

Turbin uap K-6-36 GOST¹ 3618-58

Serupa dengan turbin yang dijelaskan di atas, bedanya turbin ini mempunyai ceratan;

Turbin uap T-6-35 GOST 3618-58.

Serupa dengan yang di atas, mempunyai kapasitas sebesar 6.000 kW dengan peneratan untuk mensuplai uap proses pada tekanan 5 ata.²

Turbin uap P-6-35/5 GOST 3618-58.

Serupa dengan yang di atas bedanya kapasitas turbin ini sebesar 50.000 kW pada tekanan awal uap 130 ata dan peneratan untuk uap proses pada tekanan 7 ata ataupun untuk pemanasan air pengisian ketel:

Turbin uap PT-50-130/7 GOST 3618-58.

Turbin tekanan-lawan (back pressure turbine) dengan kapasitas sebesar 12.000 kW yang beroperasi pada tekanan awal uap 90 ata dan tekanan buang 13 ata:

Turbin uap P-12-90/13 GOST 3618-58.

1.4. PRINSIP AKSI TURBIN UAP

Semburan uap, yang keluar dari nosel atau satu grup nosel diam akan memberikan gaya pada sudu turbin yang besarnya P_u (kg) dalam arah putarannya. Gaya P_u yang dihasilkan oleh uap sewaktu uap tersebut di dalam laluanannya melalui sudu turbin diubah menjadi kerja mekanis pada pinggir sudu. Kerja yang dilakukan oleh 1 kg uap pada sudu dalam satu detik adalah:

$$L = P_u u \text{ [kg m/detik]}, \quad (1-1)$$

¹GOST adalah standar di Uni Soviet.

²ata adalah atmosfer mutlak.

Tabel 1-1

Turbin Uap Stasioner yang Beroperasi pada Tekanan Uap 35 sampai 135 ata. Jenis dan Parameter Dasar. GOST 3618-58

Jenis turbin	Penandaan jenis		Nilai-nilai nominal parameter										
	Desain baru	Desain lama	Kapasitas (sewaktu beroperasi kontinu), kW	Kondisi-kondisi awal		Temperatur, °C pengalangan-panasan antara	Temperatur °C pengalangan-panasan regeneratif	Temperatur °C air pendingin					
				Tekanan, ata	Temperatur °C								
Kondensat, tanpa pengalangan-panasan antara	K-6-35 K-12-35	AK-6 AK-12	6.000 12.000	35	435	}	145	25 20					
	K-25-90 K-50-90 K-100-90	VK-25 VK-50 VK-100	25.000 50.000 100.000						90	535	}	215	15 10;15 10;15
	K-100-130 K-150-130* K-200-130	PVE-100 PVE-150* PVE-200	100.000 150.000 200.000										

* Turbin K-150-130 (PVK-150) dapat dibuat untuk kapasitas 160.000 kW sesuai dengan kebutuhan konsumen.

Tabel 1-2

Turbin Uap Stasioner yang Beroperasi pada Tekanan Uap 35 sampai 135 ata. Jenis dan Parameter Dasar. GOST 3618-58

Jenis turbin	Penandaan jenis		Kapasitas (sewaktu beroperasi kontinu), kW	Kondisi-kondisi awal		Nilai-nilai nominal parameter					Temperatur, °C pengalangan-panasan regeneratif	Temperatur, °C air pendingin		
	Desain baru	Desain lama		Tekanan, ata	Temperatur °C	Nilai-nilai nominal parameter								
						1,2	5	7	10	13				
Kondensat, dengan peneratan untuk pengalangan-panasan	T-2,5-35 T-4-35 T-6-35 T-12-35	AT-2,5 AT-4 AT-6 AT-12	2.500 4.000 6.000 12.000	35	435	14					145	25 25 25 20		
	T-25-90	VT-25	25.000			90	535	90						
Kondensat, dengan peneratan untuk industri (khusus proses)	P-0,75-35/5 P-1,5-35/5 P-2,5-35/5 P-4-35/5 P-6-35/5	AP-0,75 AP-1,5 AP-2,5 AP-4 AP-6	750 1.500 2.500 4.000 6.000	35	435	5					145	25		
Kondensat, dengan peneratan, baik untuk pengalangan-panasan maupun untuk industri (khusus proses)	PT-12-35/10	APT-12	12.000	35	435	40			50		145	20		
	PT-12-90/7 PT-12-90/10 PT-25-90/10 (PT-50-90/13)**	VPT-12 VPT-25 (VPT-50)**	12.000 12.000 25.000 50.000	90	535	25*		30			140	215	20	
PT-50-130/7 PT-50-130/13	VPT-50	50.000 50.000	130			565	80* 90		120*					115

* Nilai peneratan yang diberikan pada tabel tidak tepat. Nilai ini harus dikoreksi sewaktu mendesain.

** Pembuatan turbin jenis ini yang ditunjukkan di dalam tanda kurung akan berlangsung terus hingga tahun 1965.

Tabel 1-3

Turbin-turbin Uap Stasioner yang Beroperasi pada Tekanan 35 sampai 130 ata. Jenis dan Parameter Dasar.
GOST 3618-58

Jenis turbin	Penandaan jenis		Nilai-nilai nominal parameter		
	Desain baru	Desain lama	Kapasitas (sewaktu beroperasi kontinu), kW	Kondisi-kondisi awal	
				Tekanan ata	Temperatur °C
Turbin tekanan rendah	R-1.5-35/3	AR-1.5-3	1.500	35-435	3
	R-1.5-35/5	AR-1.5-5	1.500		5
	R-1.5-35/10	AR-1.5-10	1.500		10
	R-1.5-35/15	AR-1.5-15	1.500		15
	R-2.5-35/3	AR-2.5-3	2.500		3
	R-2.5-35/5	AR-2.5-5	2.500		5
	R-2.5-35/10	AR-2.5-10	2.500		10
	R-2.5-35/15	AR-2.5-15	2.500		15
	R-4-35/3	AR-4-3	4.000		3
	R-4-35/5	AR-4-5	4.000		5
	R-4-35/10	AR-4-10	4.000		10
	R-4-35/15	AR-4-15	4.000		15
	R-6-35/3	AR-6-3	6.000		3
	R-6-35/5	AR-6-5	6.000		5
	R-6-35/10	AR-6-10	6.000		10
	R-6-90/31	VR-6-31	6.000	31	
	R-12-90/7		12.000	7	
	R-12-90/13		12.000	13	
	R-12-90/18	VR-12-18	12.000	18	
	R-12-90/31	VR-12-31	12.000	31	
	(R-25-90/18)*	(VR-25-18)*	25.000	18	
	(R-25-90/31)*	(VR-25-31)	25.000	31	
	R-25-130/7		25.000	7	
	R-25-130/13		25.000	13	
	R-25-130/18	PVR-25-18	25.000	18	
	R-25-130/31		25.000	31	
	K-50-130/7**		50.000	7	
	R-50-130/13**		50.000	13	
R-50-130/18		50.000	18		

*Pembuatan turbin jenis ini yang ditunjukkan di dalam tanda kurung akan terus berlangsung hingga tahun 1965.

**Turbin-turbin R-50-130/7 dan R-50-130/13 dapat dibuat dengan kapasitas yang lebih kecil bila memang dibutuhkan oleh konsumen, yang dalam hal ini turbin-turbin itu akan dibuat menurut parameter turbin jenis PT-50-130/7.

di mana u —kecepatan keliling sudu-sudu dalam m/detik.

Gaya yang diberikan oleh uap ke sudu-sudu dapat dicari sebagai berikut. Kita ketahui dari mekanika bahwa perubahan momentum selama periode waktu tertentu adalah sama dengan gaya yang diberikan, dan dengan demikian:

$$P_u \tau = \frac{G}{g} (c_{1t} - c_2), \quad (1-2)$$

dengan τ —periode gaya P_u bekerja pada sudu, detik;

G —jumlah uap yang mengalir dari nosel atau grup nosel untuk selang waktu yang sama, kg;

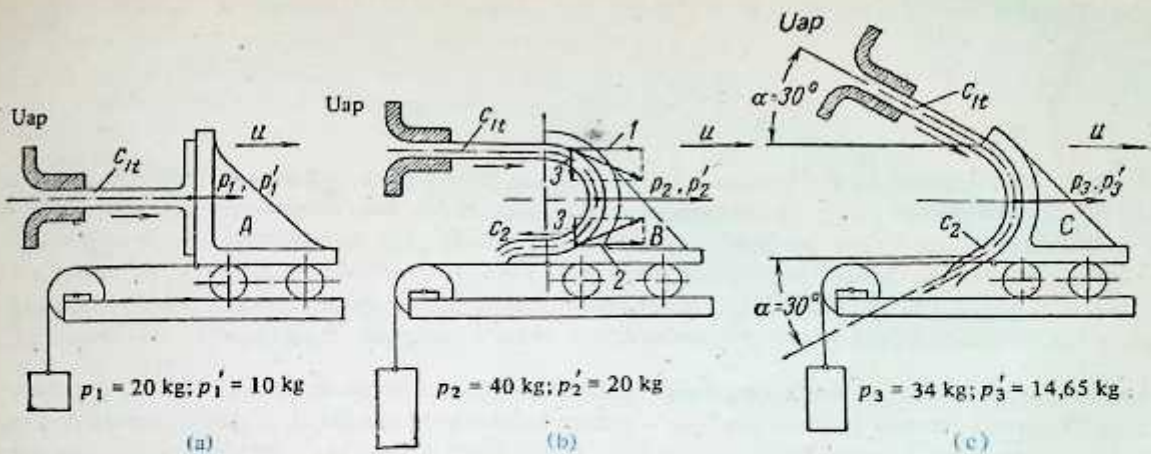
g — 9,81 m/detik²—percepatan gravitasi untuk benda yang jatuh bebas;

c_{1t} —kecepatan uap teoretis pada sisi keluar nosel (tanpa memperhatikan kerugian energi yang terjadi jadi pada praktek yang akan dibahas kemudian), m/detik;

c_2 —kecepatan uap sesudah mengalami perubahan arah alirannya, m/detik.

Dengan mensubstitusikan $\tau = 1$ det. dan $G = 1$ kg ke dalam persamaan (1-2), kita peroleh

$$P_u = \frac{1}{g} (c_{1t} - c_2). \quad (1-2a)$$



Gambar 1-9. Prinsip aksi semburan uap pada berbagai bentuk benda. 1, 2, dan 3—gaya-gaya yang bekerja pada benda.

Gambar 1-9 menunjukkan prinsip aksi uap pada berbagai bentuk benda. Dapat ditunjukkan bahwa gaya P_u yang diberikan oleh uap pada berbagai bentuk benda, dengan kondisi aliran yang serupa, tidak akan sama. Untuk jenis-jenis aliran yang berbeda seperti ditunjukkan pada Gambar 1-9 gaya-gaya ini dengan mudah dapat dievaluasi.

Misalkan kecepatan awal uap pada sisi keluar nosel untuk ketiga hal tersebut adalah sama, sama dengan c_{1t} , tetapi dalam arah yang berbeda sesuai dengan permukaan yang menerimanya. Untuk hal khusus ini misalkan kecepatan c_{1t} uap sama dengan 196,2 m/detik. Selanjutnya kita akan menganggap ketiga benda A, B, dan C adalah diam.

Kasus (a)

Uap dengan kecepatan awal c_{1t} menubruk benda A dalam arah tegak lurus terhadap permukaan yang menerimanya dan mengalami perubahan arah alirannya sebesar 90° sewaktu memencar ke segala arah di permukaan benda tersebut, sehingga proyeksi kecepatan c_2 terhadap arah aksi gaya P_1 semburan uap sama dengan nol. Dengan mensubstitusikan kecepatan-kecepatan awal dan akhir uap c_{1t} dan c_2 ke dalam Persamaan (1-2a), kita akan mendapat gaya yang diberikan yang searah dengan kecepatan c_{1t}

$$P_1 = \frac{1}{9,81} (196,2 - 0) = 20 \text{ kg.}$$

Kasus (b)

Dengan mengabaikan kerugian akibat gesekan pada permukaan yang melengkung, akan diperoleh $c_2 = -c_{1t}$. Jadi gaya P_2 yang bekerja searah dengan kecepatan c_{1t} , dari persamaan (1-2a), akan sama dengan

$$P_2 = \frac{1}{9,81} (196,2 + 196,2) = 40 \text{ kg.}$$

Kasus (c)

Dengan mengabaikan kerugian-kerugian pada permukaan sudu seperti pada kasus (b), sekali lagi diperoleh $c_2 = -c_{1t}$.

Dalam hal ini semburan uap pada tempat masuk ke permukaan sudu begitu juga pada tempat keluar dari sudu tidak mengalir dalam arah yang sejajar dengan arah gaya P_3 , yang bekerja pada benda tersebut, dan oleh sebab itu segera terbukti bahwa pada suku-suku kecepatan c_{1t} dan c_2 harus disubstitusikan nilai-nilai proyeksi kecepatan semburan uap tadi terhadap arah aksi gaya P_3 .

Komponen-komponen kecepatan c_{1t} dan c_2 yang searah dengan garis aksi P_3 dengan demikian adalah sama dengan

$$c'_{1t} = c_{1t} \cos 30^\circ = 196,2 \times 0,866 = 170 \text{ m/detik}$$

$$c'_2 = c_2 \cos 30^\circ = -196,2 \times 0,866 = -170 \text{ m/detik.}$$

Jadi gaya P_3 sesuai dengan Persamaan (1-2a), akan sama dengan

$$P_3 = \frac{1}{9,81} (170 + 170) = 34,7 \text{ kg.}$$

Dari ilustrasi-ilustrasi yang diberikan di atas ternyata bahwa gaya maksimum diperoleh untuk kasus (b) di mana semburan uap yang mengalir sepanjang permukaan sudu mengalami pembalikan arah sebesar 180° . Akan tetapi dalam pembuatan turbin uap, aliran uap yang demikian itu tidak mungkin diperoleh, dan oleh sebab itu, seperti yang ditunjukkan pada kasus (c), semburan uap diarahkan dengan suatu sudut tertentu baik dari sisi keluar nosel diam maupun dari sudu-gerak. Akan tetapi, sudut kemiringan α ini terhadap bidang putar sudu-sudu dibuat sekecil mungkin (biasanya dari 11° hingga 16°).

Untuk bisa mendapatkan kerja yang berguna dari aksi uap, adalah perlu bahwa benda yang ditubruhnya dapat bergerak dengan leluasa. Bila kita andaikan bahwa benda-benda A , B dan C , akibat aksi uap, berpindah searah dengan tanda panah, maka dengan mengetahui kecepatan perpindahan u , kita dapat dengan mudah menghitung gaya P , dan kerja L . Anggap bahwa, akibat aksi semburan uap, benda-benda A , B , dan C berpindah searah dengan gaya P , dengan kecepatan-kecepatan u yang sama. Maka gaya P , pada ketiga kasus tersebut untuk $\tau = 1$ detik dan $G = 1$ kg akan ditentukan dari pertimbangan-pertimbangan berikut:

Kasus (a)

Kecepatan uap relatif terhadap benda A yang bergerak akan sama dengan

$$w_1 = c_{1t} - u.$$

Kecepatan w_1 dikenal sebagai kecepatan relatif.

Kecepatan relatif uap sesudah perubahan arah aliran pada benda A akan sama dengan

$$w_2 = c_2 = 0.$$

Dari mana gaya yang diberikan oleh uap ditentukan dari persamaan

$$P_1 = \frac{1}{g} (w_1 - w_2) = \frac{1}{g} (c_{1t} - u). \quad (1-3)$$

Kasus (b)

Kecepatan relatif semburan uap yang menubruk permukaan benda B yang cekung akan sama dengan

$$w_1 = c_{1t} - u.$$

Kecepatan relatif uap yang meninggalkan permukaan sudu benda B akan sama dengan

$$w_{2a} = w_{2b} = -c_{1t} \cos 30^\circ + u$$

Oleh sebab itu, gaya yang diberikan oleh semburan uap pada benda B akan sama dengan

$$P_1 = \frac{1}{g} (w_1 - w_2) = \frac{2}{g} (c_{1t} - u). \quad (1-3a)$$

Kasus (c)

Proyeksi kecepatan relatif semburan uap yang menubruk benda C yang searah dengan kecepatan u akan sama dengan

$$w_{1a} = c_{1t} \cos 30^\circ - u.$$

Komponen kecepatan relatif uap yang meninggalkan permukaan sudu C akan ditentukan dari persamaan

$$w_{2a} = w_{2b} = -c_{1t} \cos 30^\circ + u$$

dan gaya yang diberikan

$$P_1 = \frac{1}{g} (w_{1a} - w_{2a}) = \frac{2}{g} (c_{1t} \cos 30^\circ - u). \quad (1-3b)$$

Bila sekarang diandaikan bahwa kecepatan awal uap c_{1t} dan kecepatan perpindahan u ketiga benda A , B dan C pada ketiga hal tersebut adalah sama, yakni, $c_{1t} = 196,2$ m/detik dan $u = 98,1$ m/detik, maka dengan mensubstitusikan kecepatan-kecepatan ini ke dalam persamaan-persamaan (1-3), (1-3a), dan (1-3b), kita peroleh nilai numerik gaya P'

untuk Kasus (a)

$$P'_1 = \frac{1}{9,81} (196,2 - 98,1) = 10 \text{ kg}$$

untuk Kasus (b)

$$P'_2 = \frac{2}{9,81} (196,2 - 98,1) = 20 \text{ kg}$$

untuk Kasus (c)

$$P'_3 = \frac{2}{9,81} (196,2 \times 0,866 - 98,1) = 14,65 \text{ kg}$$

Kerja yang dilakukan oleh 1 kg uap selama 1 detik pada ketiga hal tersebut di atas yang memindahkan ketiga benda itu dengan kecepatan u ditentukan dengan bantuan persamaan (1-1).

Kasus (a)

$$L_1 = P'_1 u = 10 \times 98,1 = 981 \text{ kg m/detik}$$

Kasus (b)

$$L_2 = P'_2 u = 20 \times 98,1 = 1.962 \text{ kg m/detik}$$

Kasus (c)

$$L_3 = P'_3 u = 14,65 \times 98,1 = 1.445 \text{ kg m/detik}$$

Oleh sebab itu, dari persamaan (1-3b) ternyata bahwa gaya P'_3 semburan uap tergantung pada nilai kosinus sudut α_1 . Dengan nilai α_1 yang minimum—nol, gaya P'_3 akan mencapai nilai batasnya P'_2 . Dalam hal nilai sudut α_1 yang membesar, gaya yang diberikan yang searah dengan arah putaran akan terus berkurang sampai pada nilai $\alpha_1 = 90^\circ$ gaya ini akan menjadi nol. Jadi, kecermatan harus diberikan sewaktu memilih nilai α_1 yang sesuai untuk nosel-nosel dan sudu-sudu turbin uap. Pada turbin uap, praktek yang biasa dilakukan ialah memakai nilai sudut α_1 dari 11° sampai 14° untuk tingkat-tingkat yang pertama dan 20° sampai 30° untuk tingkat-tingkat tekanan rendah turbin kondensasi kapasitas besar.

Sekarang kita perhatikan proses operasi pada suatu tingkat turbin. Gambar 1-10 menunjukkan susunan tingkat impuls (a) dan tingkat reaksi (b) (derajat reaksi $p = 0,5$) sebuah turbin.

Ekspansi uap dari tekanan awalnya p_0 hingga ke tekanan akhir p_1 pada tingkat impuls, terjadi seluruhnya pada nosel 1. Energi kinetik uap, yang diperoleh selama pengekspansiannya di dalam nosel, dikonversi menjadi kerja mekanis pada sudu-gerak 2.

Pada Gambar 1-10, a garis 1-2-3 menunjukkan variasi tekanan uap di dalam sudu-gerak turbin tingkat impuls. Selama berekspansi di dalam nosel, kecepatan uap bertambah dari nilai awalnya sebesar c_0 hingga nilai maksimumnya c_{1t} pada sisi keluar nosel. Garis a-b-c-d menunjukkan variasi kecepatan mutlak pada tingkat impuls. Bila kecepatan uap pada sisi masuk nosel $c_0 = 0$, maka variabel kecepatan mutlak akan ditunjukkan oleh garis a-b-c-d. Kecepatan uap pada sisi keluar sudu akan sama dengan c_2 . Kerja ideal dan aktual yang dilakukan oleh 1 kg uap dalam tingkat turbin dapat ditentukan dari persamaan-persamaan energi kinetik.

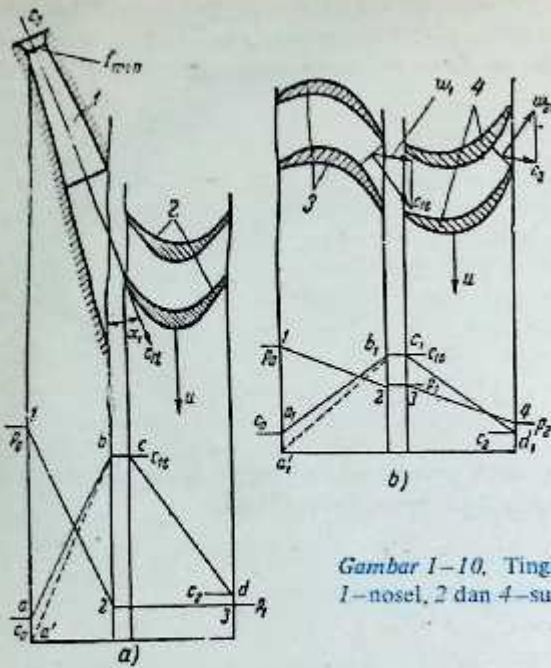
Pada tingkat turbin karakteristik, energi kinetik 1 kg uap akan sama dengan:

$$\text{pada sisi masuk nosel } \frac{c_0^2}{2g} \text{ [kg m/kg] ;}$$

$$\text{pada sisi keluar nosel } \frac{c_{1t}^2}{2g} \text{ [kg m/kg] ;}$$

$$\text{pada sisi keluar sudu-gerak } \frac{c_2^2}{2g} \text{ [kg m/kg] .}$$

Pertambahan pada energi yang berdayaguna (available energy) $\frac{c_{1t}^2}{2g} - \frac{c_0^2}{2g}$ [kg m/kg] yang diperoleh pada nosel mengakibatkan penurunan kandungan kalor uap dari i_0 menjadi i_{1t} . Oleh sebab itu, kita dapat menulis suatu persamaan untuk proses yang terjadi di dalam nosel.



Gambar 1-10. Tingkat impuls (a) dan tingkat reaksi (b) sebuah turbin
1—nosel, 2 dan 4—sudu-gerak; 3—sudu pengarah.

$$\frac{c_{1t}^2}{2g} - \frac{c_0^2}{2g} = \frac{1}{A} (i_0 - i_{1t}), \quad (1.4)$$

di mana i_0 —kandungan kalor dalam kkal/kg uap sebelum memasuki nosel;

i_{1t} —kandungan kalor dalam kkal/kg uap pada sisi keluar nosel sesudah ekspansi tanpa kerugian-kerugian (ekspansi adiabatik);

$A = \frac{1}{427}$ —ekivalensi termal kerja dalam kkal/kg m.

Bila pada sisi masuk nosel uap mempunyai kecepatan $c_0 = 0$, maka energi yang berdayaguna untuk melakukan kerja diperoleh akibat adanya penurunan kandungan kalor sewaktu berekspansi di dalam nosel. Dalam hal ini:

$$\frac{c_{1t}^2}{2g} = \frac{1}{A} (i_0 - i_{1t}) \text{ [kg m/kg]}. \quad (1.4a)$$

Sewaktu kukus mengalir melalui sudu-sudu tingkat impuls terjadi penurunan pada energi kinetiknya yang besarnya

$$\frac{c_{1t}^2}{2g} - \frac{c_2^2}{2g} \text{ [kg m/kg]}.$$

Kerja mekanis diperoleh dengan penurunan energi uap ini. Oleh sebab itu hubungan yang berikut dapat dirumuskan:

$$L_a = \frac{c_{1t}^2}{2g} - \frac{c_2^2}{2g} \text{ [kg m/kg]}. \quad (1.5)$$

di mana L_a —kerja yang dilakukan oleh 1 kg uap pada sudu turbin impuls atau pada poros turbin impuls baris-tunggal satu-tingkat yang ideal.

Pada turbin reaksi, ekspansi uap dari tekanan awal p_0 hingga ke tekanan akhir p_2 terjadi baik pada sudu-sudu pengarah 3 maupun pada sudu-sudu gerak 4. Oleh sebab itu, pada sudu-sudu gerak turbin-reaksi, terjadi pengkonversian energi kalor yang serempak menjadi energi kinetik yang diakibatkan oleh ekspansi uap dan energi kinetik menjadi kerja mekanis pada poros turbin.

Variasi tekanan uap pada turbin-reaksi akan ditunjukkan oleh garis 1-2-3-4 (Gambar 1-10, b). Garis $a_1-b_1-c_1-d_1$ menunjukkan perubahan kecepatan mutlak uap dalam tingkat reaksi. Bila kecepatan uap pada sisi masuk sudu diam (pengarah) sama dengan $c_0 = 0$, maka perubahan kecepatan akan ditunjukkan oleh garis $a'_1-b_1-c_1-d_1$.

Bila uap yang keluar dari sudu-sudu pengarah memasuki sudu-sudu gerak dengan kecepatan relatif sebesar w_1 dan sesudah mengalami perubahan arah, alirannya meninggalkan sudu-sudu gerak dengan kecepatan relatif w_{2t} , maka energi kinetik 1 kg uap pada sisi masuk sudu akan menjadi $\frac{w_1^2}{2g}$ [kg m/kg], dan pada sisi keluar akan sama dengan $\frac{w_{2t}^2}{2g}$ (kg m/kg). Jadi pertambahan energi kinetik 1 kg uap langsung pada sudu-gerak akan sama dengan

$$\frac{w_{2t}^2}{2g} - \frac{w_1^2}{2g} \text{ [kg m/kg].}$$

Di samping itu, uap memasuki sudu-sudu gerak dengan energi kinetik sama dengan $\frac{c_{1r}^2}{2g}$ [kg m/kg]. Kerugian energi kinetik akibat kecepatan-keluar kukus c_2 untuk setiap 1 kg uap dapat ditentukan sama dengan $\frac{c_2^2}{2g}$ [kg m/kg].

Oleh sebab itu, kerja yang dilakukan oleh 1 kg uap pada tingkat turbin reaksi yang ideal akan dapat diperoleh dari persamaan

$$L_p = \frac{c_{1t}^2}{2g} + \frac{w_{2t}^2 - w_1^2}{2g} - \frac{c_2^2}{2g} \text{ [kg m/kg].} \quad (1.6)$$

Bab Dua

ALIRAN UAP MELALUI SUATU TINGKAT TURBIN

2.1. EKSPANSI UAP DI DALAM NOSEL DENGAN MENGABAIKAN KERUGIAN

Nosel adalah suatu laluan yang luas penampangannya bervariasi yang di dalamnya energi potensial uap dikonversi menjadi energi kinetik. Pertambahan kecepatan semburan uap pada sisi keluar nosel diperoleh sebagai akibat penurunan pada kandungan kalor uap. Energi total uap yang mengalir, dari ilmu termodinamika, terdiri dari energi dalam u , energi kinetik $c^2/2g$ dan kerja $p v$ uap yang diakibatkan oleh tekannya. Dengan memberi besaran-besaran ini dengan tanda-tanda 0 dan 1 pada sisi masuk ke, dan sisi keluar dari nosel, kita dapat menuliskan energi total uap pada sisi masuk nosel sama dengan

$$u_0 + \frac{A}{2g} c_0^2 + A p_0 v_0$$

dan pada sisi keluar nosel

$$u_1 + \frac{A}{2g} c_{1t}^2 + A p_1 v_1.$$

(Di sini energi kinetik dan kerja tekanan uap dituliskan dalam satuan kalor dengan mengalirkan besaran-besaran ini dengan ekuivalensi termal kerja A).

Bila kita perhatikan aliran yang ideal dengan tidak terjadi pertukaran kalor di sekelilingnya, maka sesuai dengan kaidah kekekalan energi, energi total sebelum dan sesudah nosel harus sama, yaitu,

$$u_0 + \frac{A}{2g} c_0^2 + A p_0 v_0 = u_1 + \frac{A}{2g} c_{1t}^2 + A p_1 v_1.$$

Dari sini kita peroleh persamaan umum untuk aliran uap melalui nosel

$$i_0 + \frac{A}{2g} c_0^2 = i_{1t} + \frac{A}{2g} c_{1t}^2.$$

Akan tetapi $(u + A p v)$ adalah kandungan kalor i , oleh sebab itu

$$\frac{A}{2g} (c_{1t}^2 - c_0^2) = i_0 - i_{1t} \quad (2-1)$$

dengan kata lain, pertambahan pada energi kinetik semburan uap selama berekspansi di dalam nosel adalah sama dengan penurunan pada kandungan kalor, sehingga pada aliran uap yang ideal (dengan mengabaikan kerugian) yang sedang dibahas ini, penurunan pada kandungan kalor adalah sama dengan penurunan kalor adiabatik (adiabatic heat drop).

$$h_0 = i_0 - i_{1t}$$

Kecepatan dan kandungan kalor uap pada proses aliran yang ideal di sini ditandai dengan tikas (subscript) t .

Kecepatan teoretis pada sisi keluar nosel dengan mudah dapat ditentukan dari persamaan (2-1)

$$\begin{aligned} c_{1t} &= \sqrt{\frac{2g}{A} (i_0 - i_{1t}) + c_0^2} = \\ &= 91,5 \sqrt{(i_0 - i_{1t}) + \frac{c_0^2}{8.378}} = \\ &= 91,5 \sqrt{h_0 + \frac{c_0^2}{8.378}} \end{aligned} \quad (2-2)$$

(Koefisien-koefisien 91,5 dan 8.378 diperoleh sebagai hasil substitusi $g = 9,81 \text{ m/detik}^2$ dan

$$A = \frac{1}{427} \text{ kkal/kg m, sehingga } 91,5 = \sqrt{8.378}).$$

Bila kecepatan awal uap pada sisi masuk nosel diabaikan (sebagaimana dengan yang biasa dilakukan pada perhitungan-perhitungan turbin), persamaan di atas disederhanakan menjadi

$$c_{11} = \sqrt{\frac{2g}{\lambda} (i_0 - i_{11})} = 91,5 \sqrt{i_0 - i_{11}} = 91,5 \sqrt{h_0} \quad (2-2a)$$

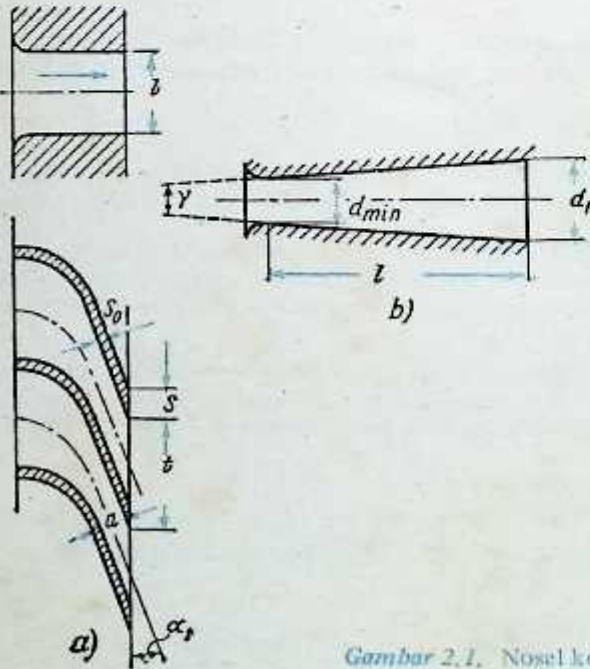
Dari penyelidikan-penyelidikan teoretis dan percobaan, ternyata bahwa uap yang mengalir melalui nosel dengan penampang yang *konstanta* atau *konvergen* sewaktu berekspansi di dalamnya hanya mencapai suatu nilai minimum yang tertentu p_{kr} , yang sama dengan 0,577 dari tekanan awalnya sebelum mencapai nosel untuk uap kering jenuh dan 0,546 p_0 untuk uap panas-lanjut. Tekanan akhir uap sesudah berekspansi di dalam nosel yang demikian tidak tergantung pada tekanan sekelilingnya, yang merupakan tempat pelepasan uap tersebut, bila sekelilingnya berada pada tekanan yang sama atau kurang dari p_{kr} . Hubungan $p_{kr}/p_c = v_{kr}$ dikenal sebagai *tekanan kritis* dan kecepatan yang diperoleh uap pada tekanan khusus ini dikenal sebagai *kecepatan kritis* c_{kr} .

Bila tekanan sesudah nosel $p_1 > p_{kr} = v_{kr} p_0$, maka ekspansi uap terjadi hanya sampai pada tekanan p_1 ; kecepatan uap pada sisi keluar pada tekanan ini adalah lebih kecil dari kecepatan kritis c_{kr} . Jenis nosel konvergen-divergen yang khusus dipakai untuk mendapatkan tekanan sisi keluar $p_1 < p_{kr}$ dan kecepatan superkritis $c_1 > c_{kr}$. Jadi tergantung pada nilai-nilai tekanan awal dan akhir uap sebelum dan sesudah nosel, aliran uap dapat dibagi menjadi dua jenis:

- dengan kecepatan alir yang lebih rendah atau sama dengan kecepatan kritis;
- dengan kecepatan yang lebih tinggi dari kecepatan kritis.

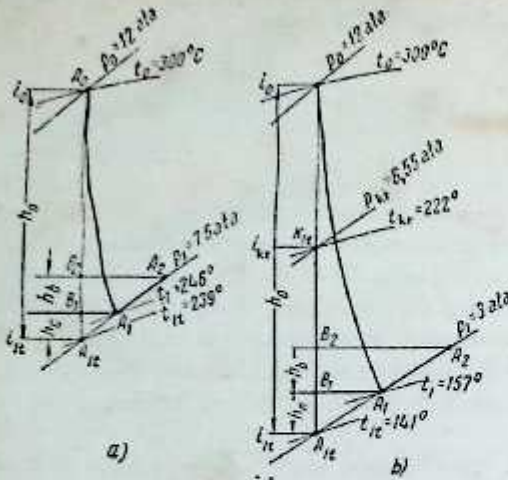
Nosel konvergen¹ dipakai untuk aliran jenis pertama (Gambar 2-1a), dan nosel konvergen-divergen untuk aliran jenis kedua (Gambar 2-1b). Ukuran nosel dapat ditaksir bila kondisi aliran berikut ini diketahui:

- jumlah aliran uap melalui nosel,
- tekanan awal dan akhir uap p_0 dan p_1 ,
- temperatur awal t_0 dan
- penurunan kalor di dalam nosel h_0 .



Gambar 2.1. Nosel konvergen (a) dan nosel konvergen-divergen (b).

¹ Kemungkinan untuk mendapatkan kecepatan superkritis uap dengan hanya menggunakan nosel konvergen akan dibahas kemudian dalam buku ini.

Gambar 2-2. Diagram $i-s$ untuk tingkat impuls.

(a) Nosel Konvergen dan Perhitungannya

Nosel konvergen mempunyai laluan dengan luas penampang yang mengecil secara seragam, ujung sisi keluar mempunyai luas penampang yang minimum, yang besarnya tergantung pada kondisi-kondisi aliran. Ekspansi uap dari tekanan p_0 ke p_1 terjadi sepanjang laluan di dalam nosel. Perhitungan-perhitungan nosel pada dasarnya dilakukan untuk memperoleh luas penampang laluan uap melalui nosel. Ini dengan mudah dapat ditentukan dengan memakai persamaan kontinuitas.

$$Gv = fc \quad (2-3)$$

di mana G —jumlah aliran uap, kg/detik;
 f —luas penampang nosel, m^2 ;
 v —volume spesifik uap pada penampang nosel yang dimaksud, m^3/kg ;
 c —kecepatan uap pada penampang nosel yang dimaksud, m/det.

Pada Persamaan (2-3) nilai G biasanya diberikan dan nilai-nilai c dan v dicari dari perhitungan. Kecepatan uap c_{1t} diperoleh dari Persamaan (2-2) atau (2-2a). Volume spesifik v ditentukan dari diagram $i-s$ atau tabel uap.

Contoh 2-1. Carilah luas penampang nosel konvergen dari data berikut ini: tekanan dan temperatur sebelum nosel $p_0 = 12$ ata dan $t_0 = 300^\circ C$; tekanan sesudah nosel 7,5 ata; jumlah aliran uap melalui nosel 1, 2 kg/detik. Kerugian diabaikan.

Pada diagram $i-s$ diperoleh titik A_0 yang bersesuaian dengan kondisi awal uap. Melalui titik ini kita lukiskan garis adiabatik hingga mencapai tekanan 7,5 ata — titik A_{1t} (Gambar 2-2a). Panjang garis A_0A_{1t} , sesuai dengan skala yang dibuat akan memberikan besarnya penurunan kalor di dalam nosel. Dengan mengukur A_0A_{1t} ternyata panjangnya sama dengan $h_0 = 28$ kkal/kg.

Sekarang kita akan memperoleh kecepatan uap dari hubungan (2-2a) $c_{1t} = 91,5 \sqrt{28} = 485$ m/detik.

Kondisi-kondisi uap pada sisi keluar nosel diberikan oleh tekanan 7,5 ata dan temperatur $239^\circ C$. Volume spesifik uap yang bersesuaian dengan kondisi uap adalah $v_{1t} = 0,315$ m^3/kg , yang dapat diperoleh dari tabel uap bila garis-garis volume konstan tidak ditunjukkan pada diagram $i-s$.

Luas penampang untuk sisi keluar nosel ditentukan dari persamaan (2-3) :

$$f = \frac{Gv_{1t}}{c_{1t}} = \frac{1,2 \times 0,315}{485} = 0,00078 \text{ m}^2 = 7,8 \text{ cm}^2.$$

(b) Nosel Konvergen-divergen dan Perhitungannya

Ekspansi uap di dalam nosel yang demikian terjadi dengan cara berikut.

Pada bagian nosel yang konvergen, uap berekspansi dari tekanan awal p_0 sampai ke tekanan kritis p_{kr} . Pada penampang nosel yang terkecil, yang dikenal sebagai *leher* (throat), uap memperoleh kecepatan

kritis c_{kr} . Ekspansi uap dari tekanan p_{kr} ke tekanan sisi keluar p_1 terjadi di dalam bagian nosel yang divergen dengan kecepatan uap yang terus-menerus bertambah hingga akhirnya mencapai nilai akhir sebesar $c_{1t} > c_{kr}$.

Tekanan uap pada leher nosel ditentukan dari persamaan

$$p_{kr} = v_{kr} p_0.$$

Proses ekspansi uap dari tekanan awal hingga ke tekanan akhir ditunjukkan pada diagram $i-s$ (Gambar 2-2b) Pada garis adiabatik $A_0 A_{1t}$ titik k_{1t} , yang bersesuaian dengan tekanan kritis p_{kr} , diberi tanda. Kecepatan kritis uap yang diperoleh pada leher nosel ditentukan dari persamaan

$$c_{kr} = 91,5 \sqrt{i_0 - i_{kr}} \quad (2-4)$$

di mana i_{kr} —kandungan kalor uap pada leher nosel, kkal/kg.

Volume spesifik uap v_{kr} untuk kondisi uap pada titik k_{1t} dicari langsung dari diagram $i-s$ atau dari tabel uap (dari nilai temperatur t_{kr} atau fraksi kekeringan (dryness fraction) x_{kr} yang dibaca dari diagram $i-s$).

Penampang nosel pada leher ditentukan menurut persamaan (2-3) di mana c_{kr} dan v_{kr} disubstitusikan pada c dan v . Penampang sisi keluar nosel juga dicari dengan cara yang sama dari persamaan (2-3) di mana volume spesifik uap pada titik A_{1t} (Gambar 2-2b) akan disubstitusikan, sehingga kecepatan uap yang diperoleh akan sama dengan

$$c_{1t} = 91,5 \sqrt{i_0 - i_{1t}}$$

Penampang minimum nosel konvergen-divergen dapat juga ditentukan dengan metode yang berbeda seperti yang diberikan berikut ini. Ke dalam suku kecepatan c dalam persamaan (2-3) rumus yang sudah dikenal ini

$$c_{kr} = \sqrt{2g \frac{k}{k+1} p_0 v_0} \quad (2-4a)$$

yakni rumus untuk kecepatan kritis, disubstitusikan.

Nilai numerik k yang dipakai umumnya adalah:

$k = 1,035 + 0,1x$ —untuk kukus jenuh dengan fraksi kekeringan sebesar x ;

$k = 1,135$ untuk uap jenuh kering;

$k = 1,3$ untuk uap panas-lanjut.

Jika kita substitusikan nilai c_{kr} dari Persamaan (2-4a) ke dalam Persamaan (2-3) dan sesudah disusun suku-sukunya, diperoleh

$$f_{min} = \frac{G}{199 \sqrt{p_0 v_0}} \quad (2-5)$$

untuk uap jenuh kering, dan

$$f_{min} = \frac{G}{209 \sqrt{p_0 v_0}} \quad (2-5a)$$

untuk uap panas-lanjut.

Akan tetapi, dari pengalaman ternyata bahwa persamaan berikut memberikan nilai-nilai yang lebih mendekati nilai-nilai yang diperoleh dari kenyataan, baik untuk uap jenuh maupun panas-lanjut:

$$f_{min} = \frac{G}{203 \sqrt{p_0 v_0}} \quad (2-5b)$$

(di sini p_0 adalah dalam kg/cm^2 dan v_0 dalam m^3/kg).

Panjang bagian nosel yang divergen ditentukan dengan persamaan

$$l = \frac{d_1 - d_{min}}{2 \tan \gamma/2} \quad (2-6)$$

di mana d_1 dan d_{min} —diameter nosel pada penampang sisi keluar dan leher (atau nilai sisi-sisinya jika nosel tersebut penampangnya berbentuk bujur sangkar atau persegi panjang);

γ —sudut divergensi nosel; disarankan bahwa nilai ini dapat dipakai dalam batas-batas 6° sampai 12° .

Dengan nilai sudut γ yang sangat kecil, nosel akan menjadi panjang sedangkan dengan nilai sudut γ yang lebih besar ada kemungkinan uap meninggalkan (berpisah dari) dinding-dalam nosel yang akibatnya akan terjadi kerugian turbulensi.

Contoh 2-2. Desainlah sebuah nosel konvergen-divergen dari data berikut ini: tekanan awal uap 12 ata; tekanan akhir uap 3 ata; temperatur uap 300°C ; jumlah aliran uap 1,2 kg/detik. Kerugian-kerugian dapat diabaikan.

Pada diagram $i-s$ (Gambar 2-2b) pertama sekali kita memperoleh titik (titik A_0) yang bersesuaian dengan kondisi awal uap. Melalui titik ini kita tarik garis vertikal (adiabatik) hingga memotong tekanan-lawan (back pressure) sebesar 3 ata (titik A_{1r}). Panjang garis A_0A_{1r} merupakan penurunan kalor di dalam nosel yang sama dengan

$$A_0A_{1r} = h_0 = 73 \text{ kkal/kg.}$$

Kecepatan uap keluar dari nosel

$$c_{1r} = 91,5 \sqrt{73} = 782 \text{ m/detik}$$

Kondisi uap pada titik A_{1r} ditentukan dengan tekanan 3 ata dan temperatur $t_{1r} = 141^\circ\text{C}$

Volume spesifik uap pada sisi keluar nosel

$$v_{1r} = 0,636 \text{ m}^3/\text{kg.}$$

Penampang nosel pada sisi keluar

$$f_1 = \frac{Gv_{1r}}{c_{1r}} = \frac{1,2 \times 0,636}{782} = 0,000977 \text{ m}^2 = 9,77 \text{ cm}^2$$

Penampang minimum nosel ditentukan dari rumus (2-5a):

$$f_{\min} = \frac{1,2}{209 \sqrt{\frac{12}{0,223}}} = 0,000777 \text{ m}^2 = 7,77 \text{ cm}^2,$$

di mana $v_0 = 0,223 \text{ m}^3/\text{kg}$ (sesuai dengan tabel uap V.T.I.¹).

2.2. EKSPANSI UAP DI DALAM NOSEL DENGAN MEMPERHITUNGAN KERUGIAN

Karena kerugian-kerugian akibat gesekan dan turbulensi, uap sewaktu mengalir melalui nosel akan memperoleh kalor. Jadi kandungan kalor uap aktual pada sisi keluar nosel akan sedikit lebih tinggi daripada nilai teoretisnya, dengan kata lain, $i_1 > i_{1r}$.

Oleh sebab itu proses ekspansi uap aktual di dalam nosel tidak akan digambarkan oleh garis adiabatik A_0A_{1r} , tetapi digambarkan oleh sebuah kurva yang berbeda (Gambar 2-2) yang dari gambar tersebut terlihat bahwa penurunan kalor di dalam nosel selama proses ekspansi, dengan memperhitungkan kerugian, akan lebih rendah dibandingkan dengan ekspansi adiabatik, dengan kata lain,

$$i_0 - i_1 < i_0 - i_{1r}$$

Kecepatan uap aktual c_1 dengan demikian ditentukan:

pada $c_0 = 0$

$$c_1 = 91,5 \sqrt{i_0 - i_1}; \quad (2-7)$$

pada $c_0 \neq 0$

$$c_1 = 91,5 \sqrt{(i_0 - i_1) + \frac{c_0^2}{8,378}} \quad (2-7a)$$

Dengan membandingkan persamaan-persamaan (2-2) dan (2-2a) dengan persamaan-persamaan (2-7) dan (2-7a) dan mengingat kondisi $i_0 - i_1 < i_0 - i_{1r}$, dapat disimpulkan bahwa $c_1 < c_{1r}$. Kecepatan uap aktual pada sisi-keluar nosel dihubungkan dengan kecepatan teoretis oleh apa yang disebut koefisien kecepatan φ :

pada $c_0 = 0$

$$c_1 = \varphi c_{1r} = 91,5 \varphi \sqrt{i_0 - i_{1r}}; \quad (2-7b)$$

pada $c_0 \neq 0$

$$c_1 = \varphi c_{1r} = 91,5 \varphi \sqrt{(i_0 - i_{1r}) + \frac{c_0^2}{8,378}} \quad (2-7c)$$

¹ Power Institute di Uni Soviet.

Biasanya koefisien kecepatan nosel adalah dari 0,91 sampai nilai 0,98; sering dipakai nilai ϕ rata-rata yaitu 0,95. Nilai ϕ aktual untuk nosel-nosel yang berbeda adalah berbeda pula yang tergantung pada ukuran dan bentuknya dan hanya dapat ditentukan secara percobaan.

Adanya kerugian-kerugian energi di dalam nosel akan mengurangi kecepatan uap yang keluar dari nosel. Kerugian energi kinetik di dalam nosel dapat dicari dari persamaan

$$\Delta L_n = \frac{c_{1t}^2}{2g} - \frac{c_1^2}{2g} = \frac{1}{A} (i_1 - i_{1t}) = \frac{1}{A} h_n \quad (2-8)$$

dalam satuan kerja mekanis, atau

$$\begin{aligned} h_n &= \frac{A}{2g} (c_{1t}^2 - c_1^2) = \frac{c_{1t}^2 - c_1^2}{8.378} = (1 - \phi^2) \frac{c_{1t}^2}{8.378} = \\ &= \left(\frac{1}{\phi^2} - 1 \right) \frac{c_1^2}{8.378} \end{aligned} \quad (2-8a)$$

dalam satuan kalor (di sini $c_1^2/2g$ —energi kinetik 1 kg uap pada sisi-keluar nosel untuk ekspansi uap aktual, kg m/kg). Penentuan ukuran nosel yang memperhatikan kerugian-kerugian ikutan dilakukan dengan cara berikut ini.

Dengan mengetahui kondisi uap sebelum nosel dan tekanan keluar, garis adiabatik A_0A_{1t} dapat dicari (Gambar 2-2). Penurunan kalor adiabatik di dalam nosel ditentukan sebagai perbedaan kandungan-kandungan kalor

$$h_0 = i_0 - i_{1t}$$

Kecepatan uap keluar teoretis yang bersesuaian dengan penurunan kalor ini ditentukan dengan Persamaan (2-2) atau (2-2a). Kecepatan uap aktual c_1 pada sisi-keluar nosel sesudah itu dicari dari persamaan-persamaan (2-7b) dan (2-7c) untuk nilai ϕ yang telah ditentukan. Kerugian-kerugian kalor h_n di dalam nosel dihitung dari persamaan (2-8a). Dengan mengukur h_n ke arah atas dari titik A_{1t} hingga ke titik B_1 dan dengan menarik garis kalor konstan dari titik ini (mendatar) sampai garis tersebut memotong garis tekanan konstan atau isobar p_1 , kondisi-kondisi uap aktual pada sisi-keluar nosel dapat dicari (titik A_1). Volume uap spesifik v_1 pada sisi-keluar nosel ditentukan dari kondisi uap pada titik A_1 (jadi kerugian-kerugian diperhatikan). Penampang sisi keluar nosel dihitung dengan memakai persamaan (2-3) dengan mensubstitusikan nilai-nilai c_1 dan v_1 yang diperoleh seperti yang dijelaskan di atas.

Contoh 2-3. Desainlah sebuah nosel konvergen dengan memakai data yang diberikan pada contoh 2-1, dengan memperhatikan kerugian-kerugian. Andaikan $\phi = 0,95$.

Dari Contoh 2-1 diperoleh $h_0 = 28$ kkal/kg; $c_{1t} = 485$ m/detik; kecepatan uap aktual akan menjadi $c_1 = \phi c_{1t} = 0,95 \times 485 = 461$ m/detik.

Kerugian di dalam nosel sesuai dengan rumus (2-8a)

$$h_n = \frac{c_{1t}^2 - c_1^2}{8.378} = \frac{485^2 - 461^2}{8.378} = 2,75 \text{ kkal/kg.}$$

Dengan mengukur nilai ini ke arah atas dari titik A_{1t} (Gambar 2-2a) dan dengan melukiskan garis mendatar melalui titik B_1 hingga memotong garis isobar $p_1 = 7,5$ ata, diperoleh titik A_1 yang menentukan kondisi uap sesudah nosel yaitu: tekanan 7,5 ata dan temperatur 246°C. Dari tabel uap sekarang diperoleh volume spesifik uap v_1 pada sisi keluar nosel: $v_1 = 0,319$ m³/kg. Penampang sisi keluar nosel

$$f_1 = \frac{1,2 \times 0,319}{461} = 0,000829 \text{ m}^2 = 8,29 \text{ cm}^2$$

Contoh 2-4. Desainlah nosel konvergen-divergen dengan memakai data yang diberikan pada contoh 2-2 dengan memperhatikan kerugian-kerugian dan dengan menganggap $\phi = 0,95$.

Dari contoh yang sebelumnya diketahui penurunan kalor dan kecepatan uap teoretis pada sisi keluar nosel;

penurunan kalor $i_0 - i_{1t} = 73$ kkal/kg;

kecepatan teoretis $c_{1t} = 782$ m/detik.

Kecepatan aliran aktual

$$c_1 = \phi c_{1t} = 0,95 \times 782 = 743 \text{ m/detik}$$

Kerugian di dalam nosel dari rumus (2-8a) adalah

$$h_n = \frac{c_{1t}^2 - c_1^2}{8.378} = \frac{782^2 - 743^2}{8.378} = 7,4 \text{ kkal/kg.}$$

Dengan mengukur nilai kerugian-kerugian ini ke arah atas dari titik A_{1t} (Gambar 2-2b) dan dengan menarik garis mendatar melalui titik B_1 hingga memotong garis isobar $p_1 = 3$ ata, diperoleh titik A_1 yang memberikan kondisi uap pada sisi keluar nosel; tekanan 3 ata dan temperatur $t_1 = 157^\circ\text{C}$.

Dari tabel uap volume spesifik uap pada sisi keluar diperoleh sama dengan

$$v_1 = 0,664 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

Luas penampang sisi keluar nosel

$$f_1 = \frac{1,2 \times 0,664}{743} = 0,001072 \text{ m}^2 = 10,72 \text{ cm}^2.$$

Tekanan kritis yang dicapai pada leher nosel akan sama dengan

$$P_{er} = 0,546 \times 12 = 6,55 \text{ ata}.$$

Dari bagian $i-s$ diperoleh

$$i_0 - i_{kr} = 35 \text{ kkal/kg}.$$

Dengan menganggap $\varphi = 1$, kita dapat menentukan kecepatan kritis uap pada bagian leher

$$c_{kr} = 91,5 \sqrt{35} = 541 \text{ m/detik}$$

Volume spesifik uap pada titik k_{1t} untuk tekanan sebesar 6,55 ata dan temperatur $t_{kr} = 222^\circ\text{C}$

$$v_{kr} = 0,35 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

Jadi luas penampang nosel minimum

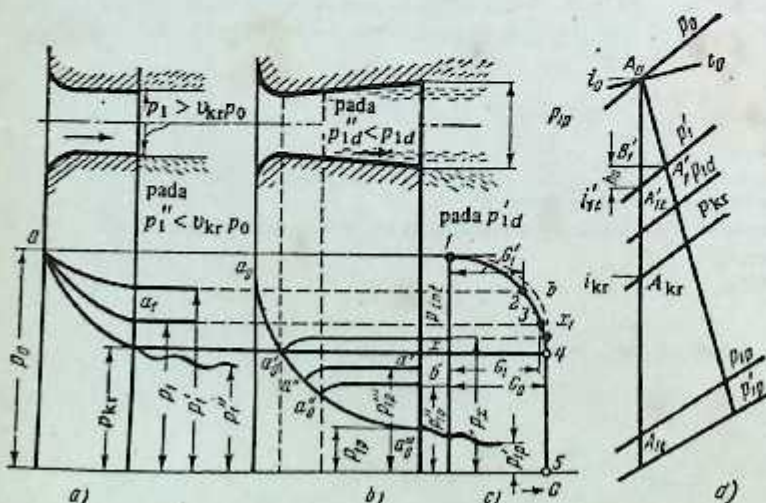
$$f_{min} = \frac{1,2 \times 0,35}{541} = 0,000776 \text{ m}^2 = 7,76 \text{ cm}^2.$$

Penghitungan f_{min} seperti cara yang diberikan di atas, yang menganggap $\varphi = 1$, sama dengan hasil yang diperoleh dari pemakaian persamaan (2-5a).

2.3. EKSPANSI UAP DI DALAM NOSEL PADA KONDISI DI LUAR YANG DIDESAIN

Proses-proses ekspansi uap di dalam nosel akan berbeda dari kondisi desain yang bersesuaian dengan tekanan-lawan yang sudah ditentukan, bila tekanan-lawan tersebut bervariasi, dengan kondisi uap sebelum memasuki nosel masih tetap konstan.

Gambar 2-3 menunjukkan dua jenis nosel yang berbeda: a—nosel konvergen; b—nosel konvergen-divergen. Penampang sisi-keluar nosel konvergen adalah sama dengan penampang minimum atau leher nosel konvergen-divergen. Kondisi uap sebelum memasuki nosel adalah sama untuk kedua nosel tersebut. Tekanan-tekanan lawan untuk kedua nosel adalah $p_1 > p_{kr}$ untuk nosel konvergen dan $p_{1d} < p_{kr}$ untuk nosel konvergen-divergen. Nosel konvergen telah didesain untuk aliran uap sebesar G_1 [kg/detik], dan untuk nosel divergen untuk aliran G_0 [kg/detik].



Gambar 2-3. Ekspansi uap di dalam nosel-nosel konvergen dan konvergen-divergen.

Variasi tekanan sepanjang sumbu mendatar nosel untuk tekanan lawan (tekanan keluar) yang dihitung (didesain) ditunjukkan oleh kurva aa_1 untuk nosel konvergen dan oleh kurva $a_0 a_0^I a_0^{II} a_0^{III}$ untuk nosel konvergen-divergen.

Mari kita perhatikan proses ekspansi uapnya pada tekanan-tekanan di luar tekanan-tekanan yang didesain.

a) Nosel Konvergen

Variasi jumlah aliran uap melalui nosel pada berbagai tekanan-lawan (kurva 1-2-3-4-5), dengan kondisi uap sebelum memasuki nosel tetap sama, ditunjukkan pada Gambar 2-3c. Pada diagram ini tekanan-tekanan diukur sepanjang ordinat dan jumlah aliran uap sepanjang absisnya. Kurva-kurva ini diperoleh dengan cara berikut ini.

Penampang sisi keluar nosel f_1 , untuk aliran uap dan tekanan lawan yang masing-masing adalah G_1 dan p_1 , ditentukan seperti pada Contoh 2-3. Sesudah itu untuk sebarang tekanan lawan ditentukan massa alir uap. Misalnya, bila kita anggap tekanan sesudah nosel sama dengan p'_1 dan p_{kr} dan dilukiskan memotong garis $A_0 A_{1r}$ pada diagram $i-s$ (Gambar 2-3d) kita mendapatkan penurunan kalor yang bersesuaian dengan tekanan-tekanan ini yang besarnya sama dengan $i_0 - i'_{1r}$ dan $i_0 - i_{kr}$.

Nilai aktual kecepatan uap yang keluar dari nosel ditentukan sesuai dengan Persamaan-persamaan (2-7b) dan (2-4)

$$c_1 = 91,5 \varphi \sqrt{(i_0 - i'_{1r})} \quad \text{dan} \quad c_{kr} = 91,5 \sqrt{(i_0 - i_{kr})}.$$

Kerugian di dalam nosel ditentukan menurut rumus (2-8a)

$$h_n = \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1 \right) \frac{c_1^2}{8.378}.$$

Dengan melukiskan kerugian h_n ini dari titik A'_{1r} dan dengan melukiskan garis mendatar melalui titik B'_1 hingga garis ini memotong garis isobar p'_1 , akan diperoleh titik A'_1 yang memberikan kondisi uap sesudah keluar dari nosel untuk tekanan p'_1 . Dari diagram $i-s$ dapat ditentukan volume spesifik uap v_1 dan v_{kr} untuk kondisi-kondisi uap pada titik-titik A'_1 dan A_{kr} (titik perpotongan pada garis tekanan kritis).

Jumlah aliran uap melalui nosel ditentukan menurut Persamaan (2-3)

$$G = \frac{f c}{v}.$$

Dengan mensubstitusikan ke dalam persamaan di atas nilai-nilai c_1 , v_1 dan c_{kr} , v_{kr} kita peroleh jumlah aliran uap yang masing-masing besarnya G'_1 dan G_0 . Pada titik 1 pada diagram (2-3c) aliran uap melalui nosel adalah sama dengan nol karena kondisi uap sebelum dan sesudah nosel adalah sama. Titik-titik 2 dan 4 pada diagram tersebut diperoleh dengan memperhitungkannya terhadap tekanan-tekanan p'_1 dan p_{kr} sedangkan titik 3 bersesuaian dengan kondisi aliran yang diberikan.

Jadi kurva 1-2-3-4 menunjukkan variasi massa alir uap melalui nosel untuk berbagai tekanan-lawan yang besarnya bervariasi dalam batas-batas p_0 sampai p_{kr} , dengan kondisi uap sebelum memasuki nosel tetap konstan. Oleh karena itu variasi tekanan-lawan, dalam batas p_0 sampai p_{kr} , diikuti oleh variasi pada tekanan uap keluar nosel demikian juga dengan massa alirannya.

Bila tekanan lawan $p'_1 < p_{kr}$, maka tekanan uap pada sisi-keluar nosel tidak akan berubah dan tetap sama dengan tekanan kritis. Untuk penurunan tekanan-lawan yang selanjutnya pada bagian belakang nosel tekanan pada sisi-keluar nosel akan tetap sama dan sama dengan p_{kr} (tekanan kritis), demikian juga halnya dengan kecepatan kritis uap. Dalam hal yang disebutkan di atas massa alir juga tetap sama dan sama dengan aliran maksimum G_0 (garis 4-5). Oleh sebab itu, dengan tekanan-lawan di belakang nosel yang lebih rendah daripada tekanan kritis p_{kr} , ekspansi uap di dalam nosel terjadi hanya mencapai tekanan kritis saja. Ekspansi uap dari tekanan kritis p_{kr} ke tekanan-lawan di sekitar bagian belakang nosel terjadi tanpa nosel konvergen sederhana¹, kecepatan keluar dari nosel tidak dapat lebih besar daripada kecepatan kritis.

¹ Nosel konvergen tanpa laluan keluar yang miring.

b) Nosel Konvergen-Divergen

Pada kondisi uap yang didesain pada p_0 , t_0 , dan p_{1d} , variasi tekanan sepanjang sumbu nosel akan ditunjukkan oleh kurva $a_0 a_0^I a_0^{II} a_0^{III}$ dan massa alir uap melalui nosel adalah sama dengan G_0 . Dengan penurunan pada tekanan-lawan, yakni, bila $p_{1d}^I < p_{1d}$ proses ekspansi uap di dalam nosel tetap tidak berubah. Ekspansi uap dari tekanan p_{1d} ke p_{1d}^I terjadi di luar nosel yang diikuti oleh perpecahan semburan. Massa alir uap dengan penurunan tekanan-lawan, bagaimanapun, akan tetap sama dan sama dengan G_0 .

Bila uap keluar dari nosel dengan tekanan yang lebih tinggi daripada tekanan terujinya, yakni, jika $p_{1d}^{II} > p_{1d}$, maka ekspansi uap terjadi hanya di dalam nosel; yang untuk tekanan yang lebih tinggi lagi, semburan uap akan berpisah dari dinding nosel yang dapat menyebabkan turbulensi aliran yang agak besar. Pada tempat di mana semburan uap itu berpisah dari dinding nosel tekanan uap turun menjadi di bawah tekanan sesudah nosel. Mulai dari titik terjadinya pemisahan ini, tekanan akan naik lagi dengan cepat dan terjadi apa yang disebut gelombang kejut (shock wave). Jadi proses ekspansi uap di dalam nosel konvergen-divergen dalam hal aliran uap dari nosel ke medium di sekitarnya yang tekanannya lebih tinggi daripada nilai desain p_{1d}^{II} akan ditunjukkan oleh garis $a_0 a_0^I a_0^{II} b$. Proses ekspansi uap di dalam nosel untuk setiap tekanan sebarang $p_{1d}^{III} > p_{1d}$ akan menjadi seperti yang ditunjukkan oleh garis $a_0 a_0^I a_0^{II} a_0^I$, dan lain-lain. Untuk setiap pegeksiansian uap ke tekanan $p_{rata-rata} > p_{1d}$ akan terjadi gelombang kejut pada tempat di mana uap tersebut memisahkan dirinya dari dinding nosel yang diikuti oleh turbulensi dan pertambahan kerugian yang agak besar.

Jadi dengan terjadinya gelombang kejut akan menyebabkan pertambahan besarnya kerugian di dalam nosel, koefisien kecepatan φ menurun dan kecepatan uap c_1 , oleh sebab itu, akan lebih rendah lagi. Akan tetapi, massa alir akan tetap sama untuk tekanan lawan yang lebih tinggi ini sepanjang tekanan pada leher nosel tidak naik di atas p_{kr} .

Dengan kenaikan tekanan sesudah nosel konvergen-divergen, massa alir maksimum G_0 akan tetap tidak berubah sampai tekanan-lawan p_x dicapai, yaitu pada saat gelombang kejut terjadi pada penampang yang minimum atau penampang leher nosel (garis $a_0 a_0^I x$). Kenaikan tekanan-lawan melebihi p_x akan menyebabkan penurunan massa alir G yang berlangsung secara perlahan-lahan (garis putus-putus $x_1 b l$).

Tekanan lawan sekitar nosel dapat ditentukan dari persamaan

$$P_x = \left(0,546 + 0,454 \sqrt{\frac{l_1 - l_{\min}}{l_1}} \right) p_0 \quad (2-9)$$

Variasi massa alir uap melalui nosel konvergen-divergen untuk tekanan-tekanan lawan dari p_0 sampai ke p_x ditunjukkan oleh garis putus-putus $l b x_1$, dan untuk tekanan-tekanan p_x dan yang lebih rendah lagi, oleh garis $x_1 5$.

Jadi, penyimpangan tekanan-lawan dari nilai-nilai yang didesain di dalam nosel konvergen-divergen akan menyebabkan pertambahan kerugian energi kinetik yang agak besar di dalam nosel tersebut. Nosel konvergen-divergen sesuai dipakai untuk kondisi yang bervariasi dan oleh sebab itu (juga ditinjau dari segi konstruksinya) nosel ini pemakaiannya sudah terbatas pada turbin-turbin uap sekarang ini. Nosel ini kebanyakan dipakai untuk beberapa tingkat pengatur pertama (regulating stage) turbin nekatingkat.

2.4. EKSPANSI UAP DI DALAM BAGIAN NOSEL SISI-KELUAR YANG MIRING

Pada turbin uap, nosel dipasang sedikit miring terhadap bidang putar cakram turbin, dan oleh sebab itu akan diperoleh penampang nosel dengan sisi-keluar yang miring. Bentuk-bentuk nosel yang demikian itu ditunjukkan pada Gambar 1-10, 2-1a dan 2-4. Proses ekspansi uap pada nosel dengan sisi-keluar yang miring akan berbeda dengan nosel dengan bagian sisi-keluar yang lurus.

a) Nosel Konvergen

Proses ekspansi uap pada nosel konvergen dengan sisi-keluar yang miring bagaimanapun tidak berbeda dengan proses ekspansi uap pada nosel dengan penampang sisi-keluar yang lurus, dengan kata lain, Persamaan (2-3) berlaku juga untuk nosel dengan penampang sisi-keluar yang miring, hanya bila

$p_1/p_0 \geq v_{kr}$. Akan tetapi, dengan $p_1/p_0 < v_{kr}$ proses ekspansi uap pada nosel dengan penampang sisi keluar yang miring mempunyai ciri khusus yang berikut. Ekspansi uap dari tekanan awalnya p_0 ke p_{kr} terjadi sepanjang nosel persis seperti pada nosel konvergen yang sisi-keluaranya lurus. Oleh sebab itu, pada penampang nosel sisi-keluar yang minimum f_{min} (penampang 1-2 pada Gambar 2-4a) diperoleh tekanan kritis p_{kr} dan juga kecepatan kritis aliran c_{kr} . Ekspansi uap dari p_{kr} ke p_1 yang diikuti oleh kenaikan kecepatan dari c_{kr} menjadi c_1 terjadi pada penampang nosel sisi-keluar yang miring tersebut. Selama proses ini, ternyata dari penyelidikan percobaan, kecepatan c_1 yang diperoleh pada sisi-keluar nosel bisa jauh melebihi nilai kritisnya.

Pada titik 1 pada penampang nosel 1-2, semburan uap yang meninggalkan ujungnya memasuki media sekitarnya yang mempunyai tekanan p_1 . Oleh sebab itu, pada titik 1 tekanan uap akan tiba-tiba turun dari p_{kr} menjadi p_1 .

Pada bagian 2-3 sisi-keluar nosel yang miring ini, ekspansi uap terjadi secara perlahan-lahan dari p_{kr} menjadi p_1 . Jadi dari titik 1 kita bisa melukiskan garis isobar dalam batas-batas tekanan p_{kr} hingga p_1 . Garis-garis isobar ini secara skematis diberikan oleh 1-2, 1-2', 1-2'' dan 1-3 berdasarkan hasil-hasil percobaan (Gambar 2-4a). Ekspansi uap pada daerah sisi keluar yang miring ini diikuti oleh penyimpangan semburan uap dari sumbu nosel yang bermula dari penampang di mana tekanan kritis c_{kr} dicapai. Di sini arah aliran uap pada sebarang penampang bagian sisi keluar nosel yang miring ini tergantung pada arah isobar-isobar 1-2, 1-2', 1-2'', dan lain-lain, dan apa yang disebut sudut Mach θ dapat diperoleh dari persamaan

$$\sin \theta = \frac{c_x}{c_1},$$

di mana c_x —kecepatan bunyi untuk tekanan uap tersebut.

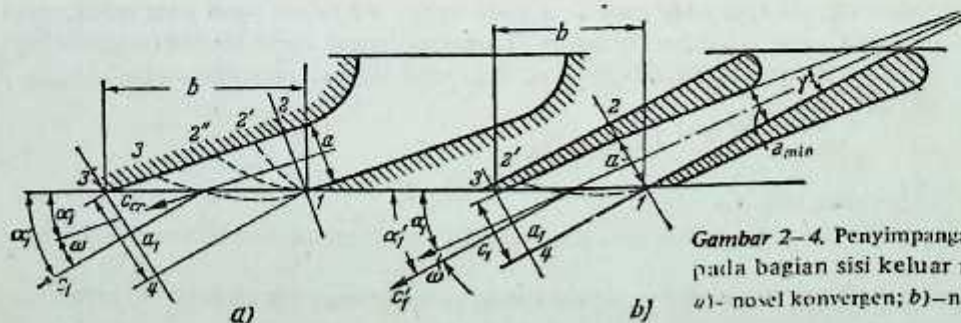
Garis 1-3 kira-kira menunjukkan tekanan pembatas p_{1a} , sampai tekanan mana ekspansi uap dapat berlangsung di bagian sisi-keluar yang miring ini.

Bila tekanan di luar nosel kurang daripada p_{1a} , maka ekspansi uap yang selanjutnya terjadi di luar nosel itu sendiri dan akan diikuti oleh penghamburan energi tanpa terjadinya pertambahan pada kecepatan. Bila tekanan sesudah nosel $p_1 > p_{1a}$, maka tekanan akhir p_1 akan terjadi pada pertengahan penampang sisi keluar yang miring ini (yakni, isobar 1-2''). Hal yang demikian itu ditunjukkan pada Gambar 2-4.

Perpindahan isobar pada bagian sisi-keluar nosel yang miring dari penampang 1-2 disebabkan oleh pertambahan volume spesifik uap selama pengekspansiannya dari p_{kr} hingga p_1 atau p_{1a} ; bila $p_{1a} > p_1$. Lebar semburan uap bertambah sesuai dengan arah (perpindahan) isobar-isobar tersebut. Jadi ekspansi uap pada bagian sisi-keluar nosel yang miring mempunyai kaidah-kaidah yang hampir sama dengan nosel konvergen-divergen.

Sangat mudah untuk menunjukkan bahwa derajat ekspansi uap pada bagian sisi keluar nosel yang miring akan semakin besar, bila nilai sudut $90^\circ - \alpha_1$ semakin besar, dengan kata lain, bila sudut kemiringan nosel α_1 semakin kecil. Dalam pada itu bila $90^\circ - \alpha_1 = 0^\circ$, sudut $\alpha_1 = 90^\circ$, yakni, tidak ada bagian sisi keluar nosel yang miring dan dengan demikian tidak ada kemungkinan untuk mendapatkan ekspansi uap yang lebih lanjut bersama dengan kenaikan pada kecepatan aliran di atas kecepatan kritis. Dengan kenaikan pada sudut $90^\circ - \alpha_1$, sudut α_1 akan berkurang sehingga menyebabkan terbentuknya bagian sisi keluar nosel yang miring di mana uap dapat diekspansikan lebih lanjut.

Jadi ekspansi uap maksimum yang mungkin pada bagian sisi keluar nosel yang miring tergantung pada sudut kemiringan α_1 .



Gambar 2-4. Penyimpangan semburan uap pada bagian sisi keluar nosel yang miring. a) nosel konvergen; b) nosel konvergen-divergen

Untuk penghitungan-penghitungan kalor sudu-sudu kerja (gerak) pada turbin-turbin uap adalah perlu sekali untuk mengetahui arah aliran uap dari sisi keluar nosel. Jadi, di samping nilai sudut α_1 , adalah perlu untuk mengetahui nilai ω , sudut penyimpangan semburan uap dari sumbu nosel sewaktu berekspansi pada bagian nosel sisi keluar yang miring.

Sudut ω ditentukan dengan cara berikut.

Pada Gambar 2-4a kita peroleh

a —lebar nosel pada penampang $1-2$;

a_1 —lebar semburan uap pada sisi keluar nosel;

l —tinggi nosel pada penampang $1-2$ (yang diukur pada arah yang tegak lurus terhadap bidang ker-
tas

l_1 —tinggi semburan uap di luar sisi keluar nosel (penampang $3'-4$);

c_{kr} dan v_{kr} —kecepatan kritis aliran dan volume spesifik uap pada penampang nosel yang terkecil f_{\min} (penampang $1-2$);

c_1 dan v_1 —kecepatan aliran dan volume spesifik uap pada sisi keluar.

Oleh karena jumlah aliran uap melalui penampang $1-2$ dan $3'-4$ adalah sama, maka kita dapat menuliskan persamaan

$$G = \frac{f_{\min} c_{kr}}{v_{kr}} = \frac{f_1 c_1}{v_1}, \quad (2-10)$$

di mana $f_{\min} = al$ dan $f_1 = a_1 l_1$ masing-masing adalah luas penampang $1-2$ dan $3'-4$.

Dengan mensubstitusikan nilai-nilai di atas ke dalam Persamaan (2-10) untuk menggantikan nilai-nilai f_{\min} dan f_1 dan dengan mengeliminasi l dari sebelah kiri dan kanan persamaan tersebut (dengan menganggap bahwa $l = l_1$), kita peroleh

$$\frac{ac_{kr}}{v_{kr}} = \frac{a_1 c_1}{v_1} \quad (2-11)$$

Dari gambar tersebut jelas bahwa $a = b \sin \alpha_1$ dan $a_1 = b \sin (\alpha_1 + \omega)$.

Dengan mensubstitusikan nilai-nilai a dan a_1 di atas ke dalam Persamaan (2-11), kita peroleh

$$\frac{\sin \alpha_1 c_{kr}}{v_{kr}} = \frac{\sin (\alpha_1 + \omega) c_1}{v_1}. \quad (2-11a)$$

Dari rumus (2-11a) dengan mensubstitusikan α'_1 untuk $(\alpha_1 + \omega)$ kita akhirnya akan mendapatkan

$$\sin \alpha'_1 = \sin (\alpha_1 + \omega) = \frac{c_{kr}}{c_1} \times \frac{v_1}{v_{kr}} \sin \alpha_1. \quad (2-12)$$

Semua besaran yang ada di sebelah kanan Persamaan (2-12) dengan mudah dapat diperoleh dan oleh sebab itu adalah suatu hal yang mudah untuk menentukan sudut penyimpangan α'_1 dan sudut keluar ω .

Di samping itu, nyatalah bahwa,

$$\sin \alpha'_1 = \frac{l_1}{f_{\min}} \sin \alpha_1. \quad (2-13)$$

Bila ekspansi uap pada daerah sisi-keluar nosel yang miring adalah dalam keadaan maksimum, dengan kata lain, bila tekanan sepanjang garis $1-3$ menjadi sama dengan p_{1a} , sudut sisi keluar ω_{\max} akan menjadi sudut yang maksimum (nilai batas). Penyimpangan batas semburan uap dalam nosel diperoleh seperti berikut.

Jika nilai batas tekanan p_{1a} dicapai pada garis $1-3$ pada bagian sisi-keluar nosel yang miring sudut penyimpangan semburan uap $\alpha_1 + \omega_{\max}$ dapat kira-kira disamakan dengan sudut Mach θ (di semua bagian nosel pada bagian sisi yang miring, sudut Mach tidak akan sama dengan perjumlahan $(\alpha_1 + \omega_{\max})$. Sudut ini ditentukan dari persamaan

$$\sin \theta = \frac{c_r}{c_{1a}}, \quad (2-14)$$

di mana c_r —kecepatan bunyi pada tekanan p_{1a} ;

c_{1a} —kecepatan aliran uap yang keluar dari nosel sewaktu berekspansi dari tekanan awal hingga ke tekanan p_{1a} .

Jadi untuk ekspansi uap batas pada bagian nosel sisi-keluar yang miring, Persamaan (2-12) akan menjadi seperti berikut ini

$$\sin(\alpha_1 + \omega_{\text{maks}}) = \sin \theta = \frac{c_{kr}}{c_{1a}} \times \frac{v_{1a}}{v_{kr}} \sin \alpha_1 \quad (2-14a)$$

di mana v_{1a} —volume spesifik uap pada tekanan p_{1a} .

Dapat dianggap bahwa dengan tingkat pendekatan yang baik, $\frac{c_{kr}}{c_{1a}} \approx \frac{c_s}{c_{1a}}$; maka menurut persamaan (2-14) dan (2-14a) kita dapat menuliskan

$$1 = \frac{v_{1a}}{v_{kr}} \sin \alpha_1 \quad (2-15)$$

dari mana kita peroleh

$$v_{1a} = \frac{v_{kr}}{\sin \alpha_1} \quad (2-15a)$$

Jadi Persamaan (2-15) dapat dipakai sebagai persamaan dasar untuk penghitungan ekspansi uap batas pada bagian sisi-keluar yang miring sebuah nosel konvergen. Pengekspansian uapnya sampai ke tekanan lawan p_1 akan memungkinkan hanya jika v_{1a} lebih besar atau sama dengan v_1 .

Contoh 2-5. Uap diekspansikan di dalam sebuah nosel konvergen dengan sisi keluar yang miring dari tekanan $p_0 = 16,5$ ata; $t_0 = 295^\circ\text{C}$ ke kondisi akhir $p_1 = 5$ ata. Sudut nosel $\alpha_1 = 18^\circ$, koefisien kecepatan $\varphi = 0,95$. Carilah ω , sudut penyimpangan semburan uap pada daerah sisi keluar nosel yang miring tersebut.

Pertama sekali marilah kita pastikan mengenai hal ini apakah nosel konvergen sesuai dipakai atau tidak.

Dari diagram $i-s$ (Gambar 2-5) diperoleh $i_0 = 722$ kkal/kg, kandungan kalor uap sebelum memasuki nosel, titik A_0 ; $i_{1r} = 658,8$ kkal/kg, kandungan kalor uap pada titik A_{1r} .

Kecepatan uap teoretis

$$c_{1t} = 91,5 \sqrt{i_0 - i_{1r}} = 91,5 \sqrt{722 - 658,8} = 727 \text{ m/detik.}$$

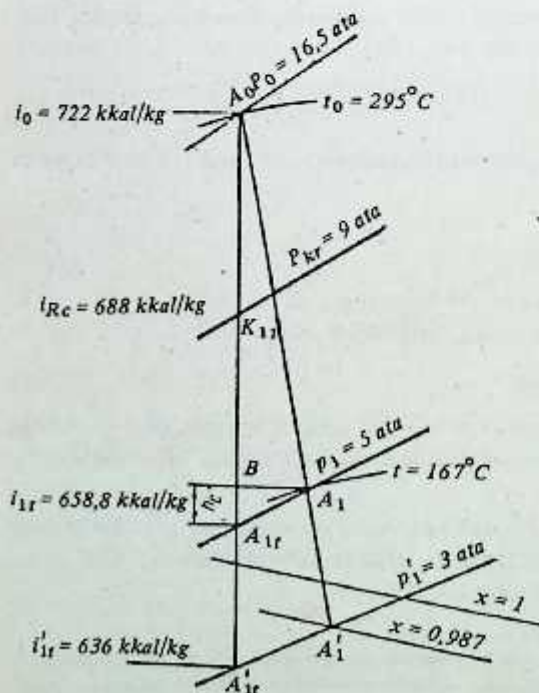
Kecepatan uap aktual

$$c_1 = \varphi c_{1t} = 0,95 \times 727 = 690 \text{ m/detik.}$$

Kerugian kalor di dalam nosel menurut Persamaan (2-8a) adalah

$$h_n = \frac{727^2 - 690^2}{8.378} = 6,2 \text{ kkal/kg.}$$

Dengan melukiskan kerugian kalor h_n ke arah atas dari titik A_{1r} dan dengan menarik garis mendatar melalui titik B hingga garis tersebut memotong garis isobar p_1 , kita peroleh titik A_1 yang merupakan kondisi uap aktual sesudah melewati nosel. Dengan menghubungkan titik-titik A_0 dan A_1 dengan garis lurus, kita peroleh gambaran proses uap di dalam nosel.



Gambar 2-5. Diagram $i-s$ untuk ekspansi uap

Tekanan kritis uap pada penampang nosel terkecil ditentukan dari hubungan $p_{kr} = 0,546 \times 16,5 = 9$ ata, yang dari sini diperoleh $i_{kr} = 689$ kkal/kg.

Titik perpotongan garis A_0A_1 dengan isobar p_{kr} akan memberikan kondisi uap pada sisi-keluar dari penampang minimum nosel (garis 1-2 pada Gambar 2-4a).

Volume spesifik uap pada sisi-keluar dari nosel

$$v_1 = 0,3996 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

Volume spesifik uap pada penampang terkecil adalah

$$v_{kr} = 0,219 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

Sekarang marilah kita tentukan volume spesifik sampai ke mana uap bisa berekspansi pada bagian nosel dengan sisi-keluar yang miring. Dari Persamaan (2-15a)

$$v_{1a} = \frac{v_{kr}}{\sin \alpha_1} = \frac{0,249}{\sin 18^\circ} = 0,805 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

Dengan membandingkan kedua volume spesifik v_1 dan v_{1a} , kita lihat bahwa ekspansi uap dari 9 sampai ke 5 ata dapat dicapai pada bagian sisi keluar yang miring nosel tersebut.

Kecepatan kritis uap pada penampang terkecil nosel ditentukan dari persamaan

$$c_{kr} = 91,5 \sqrt{i_0 - i_{kr}} = 91,5 \sqrt{722 - 689} = 525 \text{ m/detik}.$$

Sudut yang dibuat oleh semburan uap ditentukan dari Persamaan (2-12)

$$\sin(\alpha_1 + \omega) = \frac{c_{kr}}{c_1} \times \frac{v_1}{v_{kr}} \sin 18^\circ = \frac{525 \times 0,3996}{690 \times 0,249} \cdot 0,309 = 0,378.$$

Oleh sebab itu

$$\alpha_1 + \omega = 22^\circ 12'.$$

Sudut penyimpangan semburan uap dengan demikian adalah

$$\omega = 22^\circ 12' - 18^\circ = 4^\circ 12'.$$

b) Nosel Konvergen-Divergen

Ekspansi tambahan uap sampai ke tekanan yang lebih rendah daripada nilai desainnya dapat dicapai pada bagian sisi-keluar nosel konvergen-divergen yang miring, dari p_1 ke p'_1 . Penyimpangan semburan uap pada bagian nosel konvergen-divergen dengan sisi-keluar yang miring terjadi di luar penampang sisi-keluar 1-2 nosel tersebut (Gambar 2-4b); dalam hal nosel konvergen, penampang sisi-keluar berimpit dengan penampang nosel minimum atau leher.

Penyimpangan semburan uap pada nosel konvergen-divergen dapat diperoleh dari Persamaan (2-12), dengan mensubstitusikan v_1 dan c_1 ke dalamnya di tempat suku-suku v_{kr} dan c_{kr} untuk penampang 1-2, dan v'_1 dan c'_1 di tempat suku-suku v_1 dan c_1 untuk penampang 3-4

$$\sin \alpha'_1 = \sin(\alpha_1 + \omega) = \frac{c_1}{c'_1} \times \frac{v'_1}{v_1} \sin \alpha_1. \quad (2-16)$$

Seperti pada nosel konvergen yang sebelumnya, kita dapat menulis hubungan yang berikut untuk ekspansi uap batas pada bagian nosel sisi-keluar yang miring

$$v'_{1a} = \frac{c'_s}{c'_1} \times \frac{v'_1}{\sin \alpha'_1}, \quad (2-17)$$

di mana c'_s —kecepatan bunyi untuk kondisi uap pada sisi keluar penampang 1-2.

Kecepatan c'_s dapat diperoleh dari hubungan termodinamika yang sudah dikenal baik

$$c'_s = \sqrt{gkp'v}, \quad (2-18)$$

di mana p dan v harus digantikan oleh tekanan akhir di luar nosel p'_1 dan volume spesifik akhir v'_1 . Secara pendekatan kita dapat mengambil c_s sama dengan kecepatan kritis pada bagian leher c_{cr} . Nilai-nilai c_1 dan v_1 bertalian dengan desain penampang 1-2 nosel tersebut.

Jika dari Persamaan (2-17) kita peroleh nilai $v'_{1a} \geq v'_1$, maka ekspansi uap pada bagian nosel konvergen-divergen dengan sisi-keluar yang miring dapat dicapai hingga ke tekanan akhir p'_1 . Bila $v'_{1a} < v'_1$ maka ekspansi uap hingga ke tekanan akhir p'_1 ini tidak akan mungkin terjadi.

Contoh 2-6. Sebuah nosel konvergen-divergen didesain untuk kondisi uap yang berikut ini: $p_0 = 16,5$ ata, $t_0 = 295^\circ\text{C}$, $p_1 = 5$ ata, sudut nosel $\alpha_1 = 22^\circ$. Untuk kondisi uap yang sama seperti yang diberikan di atas, tekanan sesudah

nosel diturunkan menjadi 3 ata, dengan kata lain, $p'_1 = 3$ ata. Carilah sudut penyimpangan semburan uap pada bagian nosel dengan sisi-keluar yang miring.

Dari Contoh 2-4 kita mempunyai data: $c_1 = 690$ m/detik; $\varphi = 0,95$; $v_1 = 0,3996$ m³/kg; $i_0 = 722$ kkal/kg. Volume spesifik uap untuk $p'_1 = 3$ ata pada titik A_1 (Gambar 2-5) adalah $v'_1 = v_x = 0,6177 \times 0,987 = 0,61$ m³/kg.

Kecepatan c'_2 ditentukan dari persamaan

$$c'_2 = 100 \sqrt{gk\rho'_1 v'_1} = 100 \sqrt{9,81 \times 1,134 \times 3 \times 0,61} = 453 \text{ m/detik, di mana } \rho'_1 = 3 \text{ kg/cm}^2; k = 1,134 \text{ (untuk uap basah).}$$

Dari Persamaan (2-17) kita menentukan volume spesifik uap pada tekanan maksimum yang memungkinkan dicapai pengekspansian uap pada bagian sisi keluar yang miring nosel tersebut, yaitu pada penampang 1-2

$$v'_{1a} = \frac{453 \times 0,3996}{690 \sin 22^\circ} = 0,694 \text{ m}^3/\text{kg.}$$

Dengan membandingkan volume spesifik v'_{1a} dan v'_1 kita simpulkan bahwa adalah memungkinkan untuk mengekspansikan uap lebih lanjut dari 5 sampai 3 ata pada bagian sisi keluar yang miring nosel tersebut.

Kecepatan uap pada sisi keluar nosel dengan tekanan lawan-sebesar 3 ata

$$c'_1 = 91,5\varphi \sqrt{i_0 - i'_{1a}} = 91,5 \times 0,95 \times \sqrt{722 - 636} = 807 \text{ m/detik.}$$

Sudut yang dibuat oleh semburan uap terhadap bidang putar cakram turbin ditentukan dari Persamaan (2-16):

$$\sin \alpha'_1 = \frac{690 \times 0,61}{0,3996 \times 807} \times \sin 22^\circ = 0,488; \alpha'_1 = 29^\circ 10'.$$

Sudut penyimpangan semburan uap pada bagian sisi-keluar yang miring nosel itu adalah

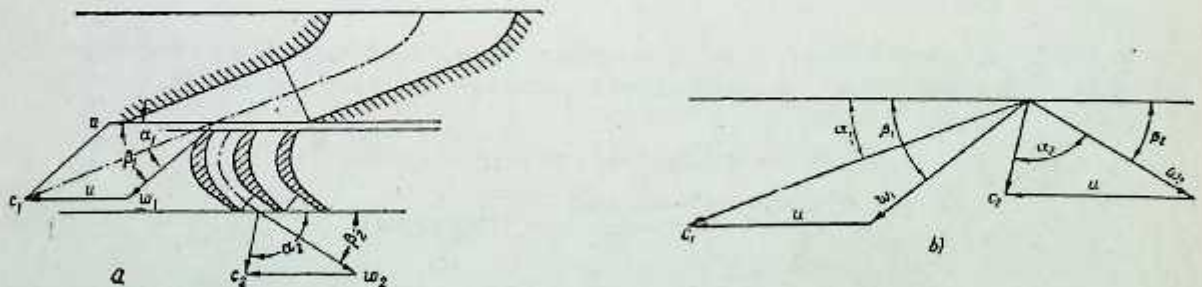
$$\omega = 29^\circ 10' - 22^\circ = 7^\circ 10'$$

2.5. TRANSFORMASI ENERGI PADA SUDU GERAK TINGKAT IMPULS

Uap yang keluar dari dalam nosel dengan kecepatan mutlak c_1 memasuki laluan-laluan sudu pada sudut α_1 . Disebabkan oleh perputaran cakram turbin, kecepatan uap pada jalan masuk ke laluan-laluan sudu akan mempunyai, relatif terhadap dinding laluan, nilai yang berbeda dan juga arahnya berbeda. Kecepatan ini dikenal sebagai kecepatan relatif dan ditandai dengan huruf w_1 . Besaran dan arah w_1 dengan mudah dapat ditentukan dengan jalan menggambarkan jajaran-genjang kecepatan (Gambar 2-6). Dengan mengurangi secara grafis kecepatan u (kecepatan keliling rata-rata) dari kecepatan uap mutlak c_1 kita akan memperoleh kecepatan relatif w_1 . Pada penyelesaian secara grafis yang diberikan di atas, c_1 akan terlihat sebagai diagonal jajaran-genjang tersebut, dan u sebagai salah satu sisinya. Oleh sebab itu, besaran dan arah kecepatan w_1 akan digambarkan oleh sisi kedua jajaran-genjang kecepatan ini. Sudut β_1 yang menunjukkan arah aliran uap pada jalan masuk laluan sudu dikenal sebagai *sudut masuk*. Untuk mendapatkan pemasukan uap ke dalam laluan-laluan sudu tanpa terjadinya kejutan (shock), sudu-sudu harus dipasang pada cakram¹ dengan sudut masuk yang besarnya sama dengan β_2 .

Kecepatan dapat juga diperoleh secara analitis dengan memakai persamaan trigonometrik untuk segitiga:

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2uc_1 \cos \alpha_1}$$



Gambar 2-6. Variasi kecepatan uap pada sudu-sudu gerak tingkat impuls.

¹ Pada prakteknya, untuk memastikan pemasukan uap ke dalam laluan-laluan sudu tanpa terjadinya kejutan ujung-ujung sisi masuk (sisi yang menghadap ke nosel), sudu-sudu ini ditiruskan dengan sudut yang sedikit lebih besar dari pada β_1 .

sudut β_1 dapat dicari dari hubungan

$$\sin \beta_1 = \frac{c_1}{w_1} \sin \alpha_1.$$

Akibat lengkungan laluan-laluan sudu, uap akan mengalami perubahan arah alirannya dan meninggalkan sudu-sudu dengan kecepatan relatif w_2 pada sudut β_2 terhadap bidang putar cakram. β_2 dikenal sebagai *sudut keluar*. Sudut β_2 biasanya lebih kecil dari β_1 . Pada prakteknya $\beta_2 = \beta_1 - (2^\circ \text{ sampai } 10^\circ)$; kadang-kadang $\beta_2 = \beta_1$.

Akibat adanya kerugian pada laluan-laluan sudu (lihat Bab Tiga dan Lima), kecepatan relatif w_2 akan lebih kecil dari kecepatan relatif w_1 , dengan kata lain

$$w_2 = \Psi w_1, \quad (2-19)$$

di mana Ψ —koefisien kecepatan, yang memperhitungkan pengaruh-pengaruh tahanan terhadap laluan uap melalui sudu-gerak. Kecepatan keluar mutlak uap c_2 yang meninggalkan sudu juga ditentukan dengan penjumlahan kecepatan relatif w_2 dan u , kecepatan keliling, secara grafis. Pada jajaran-genjang kecepatan, c_2 merupakan diagonal, dan kedua sisi lainnya adalah w_2 dan u .

Kecepatan c_2 dapat juga ditentukan secara analitis

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2uw_2 \cos \beta_2}.$$

Akan tetapi, bila sedang menghitung berbagai kecepatan untuk tingkat-turbin, kita tidak perlu menggambarkan jajaran-genjang kecepatan karena segitiga kecepatan, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2-6, sudah cukup untuk maksud ini.

Dengan mengetahui perubahan pada kecepatan aliran uap pada sudu-sudu, dengan mudah kita dapat menentukan perubahan pada energi kinetik. Sebagian energi kinetik uap, selama mengalir melalui sudu-sudu, hilang dalam mengatasi tahanan-tahanan terhadap aliran ini.

Kehilangan energi per kg uap ditentukan sebagai berikut:

$$\Delta L_b = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} \quad (2-20)$$

(L_b —kerugian energi kinetik pada sudu-gerak) dalam satuan mekanis atau kerja atau

$$\begin{aligned} h_b &= A \left(\frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} \right) = \frac{w_1^2 - w_2^2}{8.378} = (1 - \Psi^2) \frac{w_1^2}{8.378} \\ &= \left(\frac{1}{\Psi^2} - 1 \right) \frac{w_2^2}{8.378} \end{aligned} \quad (2-20a)$$

dalam satuan kalor,

di mana $\frac{w_1^2}{2g}$ —energi kinetik 1 kg uap pada sisi masuk sudu-sudu, dalam kg m/kg;

$\frac{w_2^2}{2g}$ —energi kinetik 1 kg uap pada sisi keluar nosel, dalam kg m/kg.

Jumlah aktual energi kinetik uap per kg yang dapat dipakai untuk memperoleh kerja mekanis pada sudu-sudu turbin impuls dengan memperhitungkan kerugian-kerugian di atas akan menjadi:

$$\begin{aligned} L_{is} &= L_{in} - \Delta L_n - \Delta L_b = \frac{c_{it}^2 - c_s^2}{2g} - \frac{c_{it}^2 - c_1^2}{2g} \\ &= \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} = \frac{c_1^2 - w_1^2 + w_2^2 - c_s^2}{2g} \quad [\text{kg m/kg}]. \end{aligned} \quad (2-21)$$

Kerugian energi h_b pada sudu yang disebabkan oleh tahanan gesek dan yang lain-lainnya terhadap aliran akan ditransformasikan menjadi kalor. Jadi sewaktu mengalir melalui laluan sudu, kandungan kalor uap akan bertambah sebesar h_b . Oleh sebab itu, kondisi aktual uap sesudah melewati sudu-sudu ditentukan oleh titik A_2 (Gambar 2-2) yang diperoleh dengan cara mengukur jumlah h_b arah ke atas dari titik B_1 hingga ke titik B_2 dan menarik garis mendatar melalui titik B_2 hingga garis tersebut berpotongan dengan isobar p_1 .

2.6. TRANSFORMASI ENERGI PADA SUDU-GERAK TINGKAT REAKSI

Penurunan kalor yang tersedia $h_0 = i_0 - i_{1r}$ hampir terbagi rata (terdistribusi) di antara sudu-tetap (pengarah) dan sudu-gerak tingkat turbin reaksi, dengan kata lain.

$$h_0 = h_{01} + h'_{02}; \quad h_{02} \approx h'_{02} \quad (2-22)$$

di mana h_{01} dan h'_{02} -penurunan kalor yang tersedia untuk sudu-pengarah dan sudu-gerak berdasarkan garis adibatik $A_0 A_{1r}$

Karena adanya kerugian kalor h_n pada sudu pengarah, penurunan kalor aktual yang tersedia pada sudu-gerak adalah h_{02} bukan h'_{02} (Gambar 2-7). Hubungan antara penurunan kalor aktual yang digunakan untuk melakukan kerja dan penurunan kalor yang tersedia untuk tingkat turbin tersebut dikenal sebagai *derajat reaksi* dan ditandai dengan huruf q ,

$$\text{yakni, } \frac{h_{02}}{h_0} = q, \quad (2-23)$$

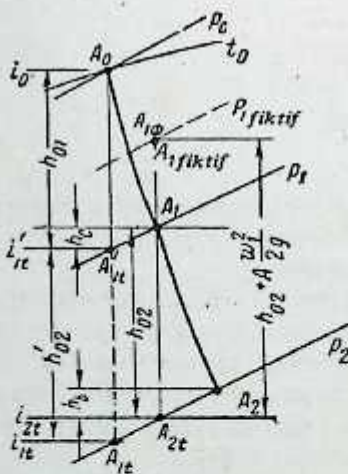
$$\text{atau } h_{02} = qh_0. \quad (2-23a)$$

Penurunan kalor yang digunakan pada sudu pengarah, yang penurunannya adalah dari p hingga ke p_1 , besarnya $h_{01} = i_0 - i'_{1r}$. Selama ekspansi uap pada sudu-gerak tekanannya turun dari p_1 menjadi p_2 .

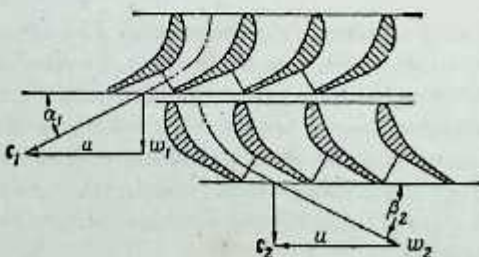
Kecepatan uap pada sisi-keluar sudu pengarah dihitung dengan Persamaan (2-7b) bila $c_0 = 0$, dan dihitung dengan Persamaan (2-7c) bila $c_0 \neq 0$. Kecepatan-kecepatan w_1 dan c_2 , dan sudut-sudut β_1 dan α_2 ditentukan, seperti pada tingkat impuls, baik secara grafis-dengan bantuan segitiga kecepatan maupun secara analitis (Gambar 2-8).

Energi 1 kg uap yang tersedia di dalam sudu-gerak, yang sama dengan $\frac{w_{2r}^2}{2g}$ ditentukan dari persamaan

$$\frac{w_{2r}^2}{2g} = \frac{w_1^2}{2g} + \frac{h_{02}}{A} \quad (2-24)$$



Gambar 2-7. Diagram i - s untuk tingkat reaksi.



Gambar 2-8. Variasi kecepatan uap pada sudu-gerak tingkat reaksi.

di mana w_{2t} — kecepatan relatif teoretis uap pada sisi-keluar nosel tanpa memperhitungkan kerugian pada sudu. Kecepatan uap dicari dari Persamaan-persamaan (2-23) dan (2-24)

$$\begin{aligned} w_{2t} &= \sqrt{w_1^2 + \frac{2g}{A} h_{02}} = \sqrt{w_1^2 + 8.378 h_{02}} = \\ &= \sqrt{w_1^2 + 8.378 \rho h_0} \end{aligned} \quad (2-25)$$

Akibat adanya kerugian pada sudu-gerak (lihat Bab Tiga dan Lima), kecepatan aktual uap keluar dari laluan-laluan sudu-gerak akan menjadi

$$w_2 = \psi w_{2t} = \psi \sqrt{w_1^2 + 8.378 \rho h_0} \quad (2-26)$$

Kecepatan c_2 dan sudut α_2 diperoleh dari segitiga kecepatan sisi-keluar di mana w_2 dan u masing-masing adalah kecepatan relatif sisi-keluar uap dan kecepatan keliling sudu-sudu, dan β_2 adalah sudut sisi-keluar. Umumnya untuk tingkat turbin reaksi

$$\alpha_1 = \beta_2 \text{ dan } \alpha_2 = \beta_1.$$

Kerugian energi kinetik per kg uap pada tingkat reaksi ditentukan dari persamaan

$$\Delta L_b = \frac{w_{2t}^2 - w_2^2}{2g} \quad (2-27)$$

dalam satuan mekanis atau

$$\begin{aligned} h_b &= A \left(\frac{w_{2t}^2 - w_2^2}{2g} \right) = \frac{w_{2t}^2 - w_2^2}{8.378} = (1 - \psi^2) \frac{w_{2t}^2}{8.378} = \\ &= \left(\frac{1}{\psi^2} - 1 \right) \frac{w_2^2}{8.378} \end{aligned} \quad (2-27a)$$

dalam satuan kalor.

Jumlah aktual energi kinetik per kg uap dapat digunakan untuk melakukan kerja mekanis pada sudu-gerak tingkat reaksi dengan memperhitungkan adanya kerugian-kerugian akan menjadi

$$\begin{aligned} L_{rs} &= L_{in} - \Delta L_n - \Delta L_b = \left[\frac{c_{1t}^2}{2g} + \frac{w_{2t}^2 - w_1^2}{2g} - \right. \\ &\left. - \frac{c_2^2}{2g} \right] - \frac{c_{1t}^2 - c_1^2}{2g} - \frac{w_{2t}^2 - w_2^2}{2g} = \frac{c_1^2 - w_1^2 + w_2^2 - c_2^2}{2g} \end{aligned} \quad (2-28)$$

[kg m/kg]

Rumus-rumus yang diperoleh di atas bersamaan dengan rumus-rumus yang diperoleh untuk tingkat turbin impuls dengan memperhatikan kerugian-kerugian (2-21) dan oleh karenanya menjadi rumus umum untuk tingkat-turbin yang manapun dengan tingkat derajat reaksi yang berapapun.

Proses penurunan kalor pada diagram $i-s$ untuk tingkat reaksi diperoleh dengan cara berikut (Gambar 2-7). Dari titik A_0 , di mana uap berada pada kondisi-kondisi awal p_0 dan t_0 ditarik garis adiabatik hingga garis ini memotong garis tekanan akhir p_2 (sesudah sudu-gerak). Penurunan kalor sebesar $A_0 A'_{1r}$ dipakai pada sudu pengarah. Titik A'_{1r} menunjukkan kondisi uap sesudah sudu pengarah (tanpa memperhitungkan kerugian). Bila kerugian diperhitungkan, kondisi uap sesudah sudu pengarah akan ditentukan oleh titik A_1 ; kerugian pada sudu pengarah dapat dicari dengan memakai Persamaan (2-8a).

Pada titik A_1 , uap yang mengalir dengan kecepatan relatif sebesar w_1 mempunyai energi kinetik yang sama dengan $A \frac{w_1^2}{2g}$ [kkal/kg]. Dengan mengukur besaran ini dari titik A_1 , kita peroleh titik A_{1f} ,

yang memberikan kondisi uap fiktif sebelum sudu-gerak, dikenal sebagai kondisi stagnasi. Jika uap mengalir dengan kecepatan relatif w_1 , pada kondisi uap yang ditentukan oleh titik A_1 , secara adiabatik dijadikan diam, maka berbagai parameter uap p , v dan t akan bertambah besar hingga ke nilai-nilai yang ditentukan oleh titik A_{1f} . Sifat-sifat uap pada titik A_{1f} , yang bersesuaian dengan tekanan p_{1f} , volume spesifik v_{1f} dan temperatur uap t_{1f} , umumnya dikenal sebagai parameter stagnasi. Penurunan kalor yang tersedia untuk pengkonversian menjadi kerja diberikan oleh jumlah $A_{1f} A_{2r}$. Akan tetapi, perlu diperhatikan bahwa besaran adiabatik $A_1 A_{2r}$ itu sedikit lebih besar daripada $A'_{1r} A_{1r}$ (seperti yang ditunjukkan oleh garis putus-putus); perbedaannya sangat kecil sehingga dapat diabaikan.

Pada praktek yang sekarang ini bahkan untuk turbin impuls pun biasa diberi derajat reaksi tertentu (biasanya dari $q = 0,05$ dan yang lebih besar lagi). Turbin yang demikian ini berada pada pertengahan turbin impuls murni dan turbin reaksi murni. Pengkonversian energi pada sudu-gerak tingkat turbin dengan sebarang tingkat reaksi terjadi sesuai dengan prinsip yang sama dengan yang terjadi pada apa yang disebut dengan tingkat-tingkat reaksi ($q = 0,5$), dengan perbedaan bahwa sebagian besar pengkonversian energi, dalam hal tingkat reaksi dengan derajat reaksi yang kecil, tetapi pada nosel atau sudu pengarah.

Semua hubungan yang dijabarkan di atas untuk tingkat-tingkat reaksi dapat juga dipakai seluruhnya untuk tingkat-tingkat dengan derajat reaksi yang berapa pun besarnya.

Penggambaran proses-proses penurunan kalor untuk suatu tingkat, dengan derajat reaksi yang kecil pada diagram $i-s$, akan dicakup pada Bab Tujuh.

Bab Tiga

KONSEP DINAMIKA GAS

3.1. KONSEP UMUM ALIRAN FLUIDA¹ PADA LALUAN SUDU

Teori Euler tentang aliran fluida dengan garis-alir (streamlined) merupakan dasar untuk penghitungan semua bagian turbin di mana aliran uap melalui bagian-bagian itu. Teori ini didasarkan pada anggapan bahwa aliran fluida mempunyai garis-alir dan bahwa parameter aliran bervariasi hanya pada satu arah. Aliran fluida yang sifat-sifat fluidanya sangat bervariasi pada satu arah saja sementara variasi pada kedua arah yang lain sulit dilihat, dapat dianggap sebagai aliran satu dimensi. Aliran fluida sepanjang garis-alir bersesuaian dengan kondisi di atas. Garis-alir adalah garis, yang dipilih dari aliran umum, yang vektor kecepatannya tegak lurus terhadap setiap titik yang berada pada garis tersebut. Pada dinamika gas, di samping garis-alir, aliran tabung-tabung alir elementer diperhatikan juga. Tabung alir adalah bagian fluida yang dibatasi oleh garis-garis alir. Jadi, dari segi teori Euler, aliran fluida itu harus terdiri dari sejumlah tabung-alir. Satu keuntungan terbesar teori aliran Euler ini adalah kesederhanaannya.

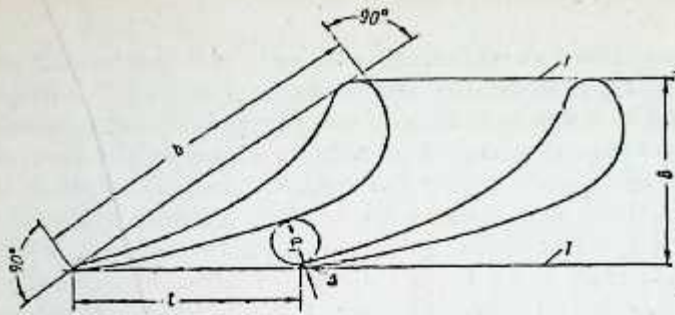
Penerapan teori aliran memungkinkan untuk menentukan dengan mudah parameter-parameter aliran yang penting pada tingkat turbin, misalnya, arah rata-rata aliran sesudah melewati sudu-sudu, kecepatannya, momen putar yang dikenakan pada sudu-sudu tingkat turbin, dan juga kerja yang dilakukan oleh uap (gas) pada masing-masing tingkat dan turbin secara keseluruhan. Disebabkan oleh kesederhanaannya, teori ini banyak dipakai oleh hampir seluruh perancang turbin dari awal pembangunan turbin dan dipakai sekarang ini untuk perhitungan-perhitungan teoretis untuk turbin-turbin uap dan untuk kompresor. Akan tetapi, kondisi aktual aliran uap di dalam turbin tidak bersesuaian dengan teori aliran dalam keseluruhannya. Aliran uap pada tingkat turbin pada kenyataannya adalah agak rumit dan mempunyai karakter tiga-dimensi.

Sifat aliran uap pada tingkat turbin tergantung pada bentuk laluan sudu, tinggi sudu, kondisi aliran pada sisi-masuk ke laluan sudu, dan lain-lain. Laluan-laluan antar-sudu pada tingkat turbin dibentuk oleh permukaan sudu-sudu yang bersebelahan yang dipasang pada stator dan rotor. Aliran uap melalui sudu-sudu diikuti oleh adanya sejumlah kerugian pada kecepatannya. Semakin besar kerugiannya akan semakin kecil efisiensi setiap tingkat dan turbin secara keseluruhan. Besarnya kerugian energi pada tingkat turbin pada dasarnya tergantung pada sifat-sifat geometrik sudu-sudu tetap dan gerak, karakteristik tingkat u/c_0 dan faktor-faktor tanpa dimensi Re dan M . Penyelidikan-penyelidikan percobaan menunjukkan bahwa sifat aliran pada jalan masuk ke laluan-laluan sudu mempunyai pengaruh yang besar terhadap kerugian energi yang terjadi pada tingkat turbin, misalnya, ketidakseragaman aliran, penghamburan aliran sepanjang tinggi dan jarak-bagi, interferensi oleh selubung, dan lain-lain.

3.2. SIFAT-SIFAT GEOMETRIS PROFIL SUDU

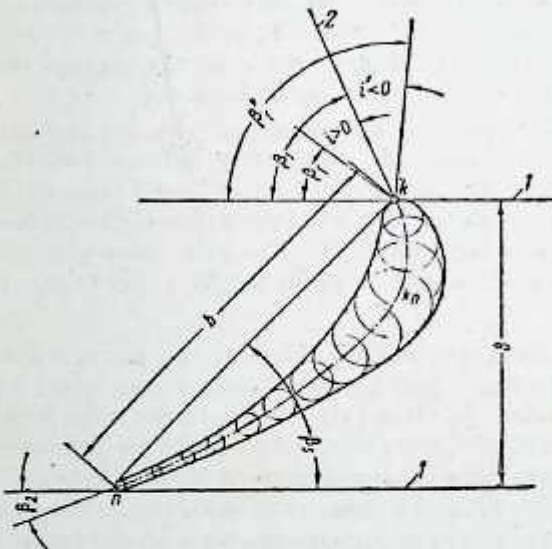
Pada turbin uap, sudu-sudu tetap dan gerak disusun sedemikian rupa sehingga terbentuk suatu kaskada tanpa ujung. Kaskada sudu ini terdiri dari sejumlah profil sudu yang dipasang berjarak sama satu dengan yang lain. Jarak antara dua titik yang terletak pada tempat yang sama pada tiap-tiap sudu yang berdekatan dikenal sebagai jarak-bagi kaskada tersebut dan diberi tanda t (Gambar 3-1). Untuk kaskada dua-dimensi, jarak-bagi kaskada tetap konstan sepanjang tinggi sudu tersebut. Dalam hal kaskada lingkaran, jarak-bagi sudu akan bertambah besar bila letaknya pada sudu semakin tinggi. Ukuran a_1 menunjukkan lebar antar-sudu pada sisi-keluar. Lebar sudu b antara titik k dan n pada garis tengah profil (garis putus-putus pada Gambar 3-2) dikenal sebagai tali-busur profil; agaknya ini salah satu ukuran karakteristik yang terpenting baik untuk profil sudu tetap maupun sudu putar. Pada praktek desain yang sekarang ini sudah umum untuk mengambil jarak antara garis-garis singgung pada ujung depan dan belakang sudu sebagai tali-busur b

¹ Fluida di sini dianggap dalam arti yang luas; fluida mungkin saja berupa cairan, udara, uap atau setiap gas lainnya.



Gambar 3-1. Profil sudu pengarah dengan laluan yang berbentuk nosel.

'1'—bidang-bidang yang tegak lurus pada sumbu turbin



Gambar 3-2. Profil sudu pengarah dengan perletakan sudutnya.

1—bidang yang tegak lurus pada sumbu turbin; 2—garis singgung terhadap kurva nk_0k pada titik k

(Gambar 3-1). Oleh karena, sebagaimana biasanya, profil sudu yang sekarang ini mempunyai bentuk yang kurvilinear, sudah biasa untuk mengambil sudut yang dibentuk oleh garis singgung 1 pada titik k terhadap profil sudu, dan garis 2 yang dilukis menyinggung tali-busur kk_0n pada titik k sebagai β_1 , sudut alir teoretis (Gambar 3-2). Bila aliran diarahkan searah dengan garis singgung pada sisi masuk laluan sudu ini, maka aliran itu dianggap aliran tanpa kejutan. Setiap penyimpangan aliran dari garis singgung ini tidak akan bersesuaian dengan kondisi desain dan oleh karena itu akan disertai oleh kerugian tambahan. Sudut antara arah aliran dan garis singgung 2 dikenal sebagai sudut tempuh i . Bila sudut β_2 aliran lebih kecil daripada sudut alir teoretis β_1 , maka sudut tempuh i akan menjadi positif $i = \beta_1 - \beta_2 > 0$ dan sebaliknya bila $\beta_2 > \beta_1$, sudut tempuh i akan mempunyai nilai yang negatif, dengan kata lain

$$i' = \beta_1 - \beta_2 < 0.$$

Penyelidikan-penyelidikan percobaan menunjukkan bahwa penurunan pada sudut alir mengarah ke pertambahan kerugian yang lebih intensif daripada bila sudut alir itu diperbesar. Sudut tempuh mempengaruhi kerugian-kerugian lebih mencolok pada kaskada impuls daripada kaskada reaksi. Aliran uap atau gas yang seragam pada sisi-masuk kaskada sudu impuls atau reaksi akan menubruk ujung-ujung depan sudu pada tingkat turbin yang mana pun, yang mengakibatkan kerugian energi. Besarnya kerugian ini tergantung pada sudut tempuh pada sisi-masuk laluan sudu, bentuknya, dan lain-lain. Sudu dengan penampang konstan sepanjang tingginya dan sudut pemasangan sudu β_2 yang konstan dikenal dengan sudu profil konstan (Gambar 3-2). Sudu dengan penampang yang bervariasi sepanjang tingginya tetapi dengan sudut pemasangan sudu yang konstan dikenal sebagai sudu dengan profil bervariasi. Sudu dengan profil yang bervariasi maupun yang sudut pemasangannya bervariasi sepanjang tingginya dikenal sebagai sudu terputar.

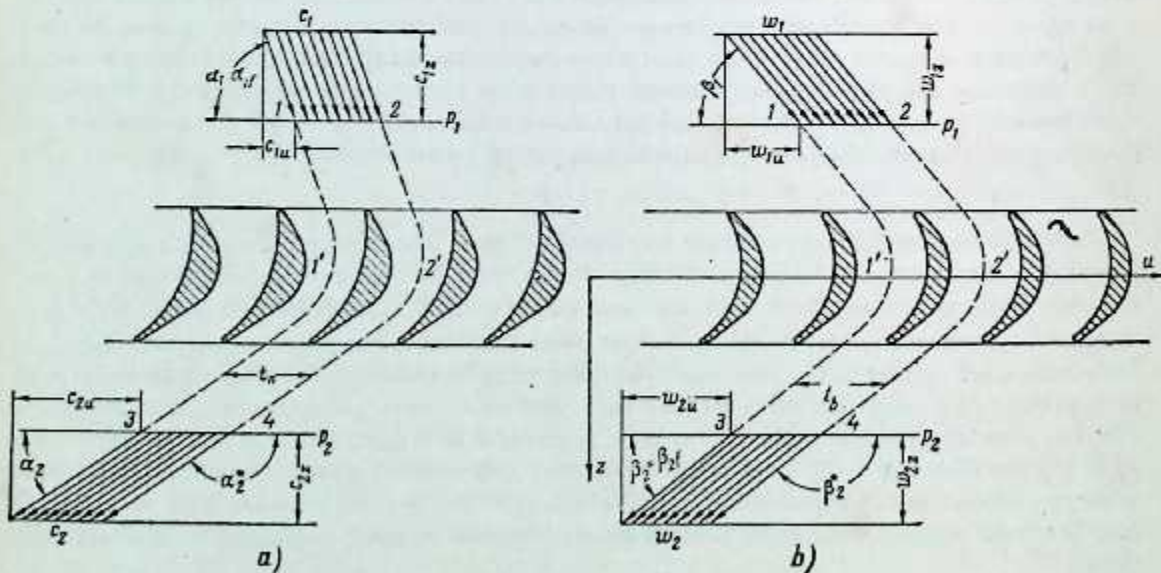
Untuk membuat generalisasi (perampatan) hasil-hasil percobaan yang diperoleh dari penyelidikan-penyelidikan profil sudu secara aerodinamik, dipakai dua faktor geometrik tanpa dimensi: jarak-bagi sudu relatif $\bar{t} = t/b$ dan tinggi sudu relatif $\bar{l} = l/b$. Ternyata dari penyelidikan-penyelidikan percobaan, untuk profil sudu yang diketahui, efisiensi dan kerugian-kerugian energi tergantung pada \bar{t} , β_2 , \bar{l} dan banyak faktor lain, di mana β_2 —sudut pemasangan sudu.

3.3. GAYA YANG DIKERJAKAN UAP ATAU GAS (FLUIDA) PADA SUDU

Kita perhatikan aliran laminar fluida dua-dimensi melalui kaskada sudu yang terdiri dari sejumlah profil sudu, dan kita coba untuk menguji antaraksi gaya aliran dan profil-profil sudu (Gambar 3-3). Dianggap bahwa pada suatu jarak tertentu, penampang 1-2, dari kaskada ujung-ujung depan sudu tidak mempengaruhi aliran, sehingga kita dapat menganggap bahwa kecepatan aliran pada penampang ini adalah satu dan sama untuk seluruh profil, sama dengan c_1 untuk profil-profil sudu pengarah (Gambar 3-3a) dan w_1 untuk sudu-gerak (Gambar 3-3b). Dan selanjutnya, akan dianggap bahwa aliran diarahkan dengan sudut tertentu yang besarnya sama dengan α_1 dan β_1 untuk kedua kaskada sudu pengarah dan gerak. Sesudah mengalir melalui kaskada sudu, pada jarak tertentu dari sudu, penampang 3-4, aliran dikembalikan lagi menjadi aliran laminar dengan kecepatan dan arah yang diberikan oleh c_2 dan α_2 untuk sudu pengarah (nosel) dan w_2 dan β_2 untuk sudu-gerak. Misalkan bahwa tekanan statik aliran pada penampang 1-2 sama dengan p_1 , dan pada penampang 3-4 sama dengan p_2 . Kita akan memisahkan bagian elementer aliran dengan lebar t_n , dan t_b , jarak-bagi sudu, untuk sudu-sudu pengarah dan gerak dan tingginya sama dengan satu satuan untuk memperhitungkan gaya-gaya yang bekerja pada setiap profil sudu.

Jadi, aliran elementer yang terpisah ini mengalir melalui laluan sudu tunggal yang tingginya sama dengan satu satuan. Untuk menyederhanakan penyelesaian masalah ini, dianggap bahwa aliran dibatasi oleh garis-garis alir yang tidak dapat dilewati (impervious) sepanjang 1-1'-3 dan 2-2'-4. Dengan anggapan di atas dan dengan menganggap bahwa aliran adalah tunak (steady), maka dapat dianggap bahwa massa alir melalui setiap penampang aliran elementer ini akan tetap konstan. Gaya yang dikerjakan oleh aliran elementer ini pada sudu akan sama dengan gaya yang diterima oleh sudu yang tingginya sama dengan satu satuan.

Bersesuaian dengan sistem koordinat u, z yang diandaikan untuk sudu-gerak, mari kita perhatikan antaraksi aliran dengan sudu-sudu dalam kedua arah u dan z . Kita andaikan bahwa u , yang bersesuaian dengan turbin aksial, adalah kecepatan putar linear sudu-sudu. Gaya yang dikerjakan yang searah dengan sumbu u akan menghasilkan momen putar yang berguna bagi poros turbin. Pada waktu yang bersamaan gaya yang dikerjakan pada sudu-sudu yang searah dengan sumbu z dipindahkan sebagai gaya dorong pada bantalan-bantalan melalui cakram dan poros turbin. Nosel dan sudu pengarah adalah diam dan oleh sebab itu gaya-gaya yang dikerjakan padanya akan menyebabkan tegangan-tegangan pada tempat-tempat di mana nosel atau sudu tersebut dipasang ke badan turbin.



Gambar 3-3. Pola aliran melalui kaskada, a—kaskada sudu nosel; b—kaskada sudu-gerak

Vektor-vektor gaya total yang bekerja searah dengan aliran akan sama dengan perjumlahan vektor

a) untuk sudu pengarah

$$\vec{P}_{on} = \frac{G}{g} (\vec{c}_1 - \vec{c}_2) + t_n (\vec{p}_1 - \vec{p}_2); \quad (3-1)$$

b) untuk sudu-gerak

$$\vec{P}_{ob} = \frac{G}{g} (\vec{w}_1 - \vec{w}_2) + t_b (\vec{p}_1 - \vec{p}_2). \quad (3-2)$$

di mana $\frac{G}{g} (\vec{c}_1 - \vec{c}_2)$ - perubahan momentum sewaktu mengalir melalui laluan-laluan sudu pengarah yang tingginya satu satuan;

G - massa alir uap melalui laluan sudu pengarah yang tingginya satu satuan;

$t_n (\vec{p}_1 - \vec{p}_2)$ - vektor gaya yang diakibatkan oleh penurunan tekanan statik uap atau gas sewaktu mengalir melalui sudu yang tingginya satu satuan;

$\frac{G}{g} (\vec{w}_1 - \vec{w}_2)$ - perubahan momentum sewaktu mengalir melalui laluan sudu-gerak yang tingginya satu satuan;

$t_b (\vec{p}_1 - \vec{p}_2)$ - vektor gaya yang diakibatkan oleh penurunan tekanan statis uap atau gas sewaktu mengalir melalui laluan sudu-gerak yang tingginya satu satuan.

Untuk menentukan gaya-gaya yang dikerjakan pada sudu-sudu dalam arah u dan z , kita harus memakai persamaan momentum untuk aliran uap melalui laluan sudu.

a) Dengan menguraikan semua gaya yang bekerja pada sistem sudu pengarah pada sumbu-sumbu utama u dan z , kita peroleh

1. Pada sumbu u

$$\frac{G}{g} (c_{1u} - c_{2u}) - P_{un} = 0, \quad (3-3)$$

di mana $\frac{G}{g} (c_{1u} - c_{2u})$ - perubahan momentum aliran dalam arah sumbu u sewaktu mengalir melalui laluan sudu yang tingginya satu satuan;

P_{un} - gaya yang dikerjakan sudu pada aliran dalam arah sumbu u .

Dari Persamaan (3-3), kita peroleh

$$P_{un} = \frac{G}{g} (c_{1u} - c_{2u}). \quad (3-4)$$

2. Pada sumbu z

$$\frac{G}{g} (c_{1z} - c_{2z}) + t_n (p_1 - p_2) - P_z = 0, \quad (3-5)$$

di mana $\frac{G}{g} (c_{1z} - c_{2z})$ - perubahan momentum aliran dalam arah sumbu z sewaktu mengalir melalui laluan sudu yang tingginya satu satuan;

P_z - gaya yang dikerjakan oleh sudu pada aliran dalam arah sumbu z .

Dari Persamaan (3-5), gaya ini akan sama dengan

$$P_z = \frac{G}{g} (c_{1z} - c_{2z}) + t_n (p_1 - p_2). \quad (3-6)$$

b) Dengan menguraikan semua gaya yang bekerja pada sistem sudu-gerak pada sumbu u dan z , akan kita peroleh

1. Pada sumbu u

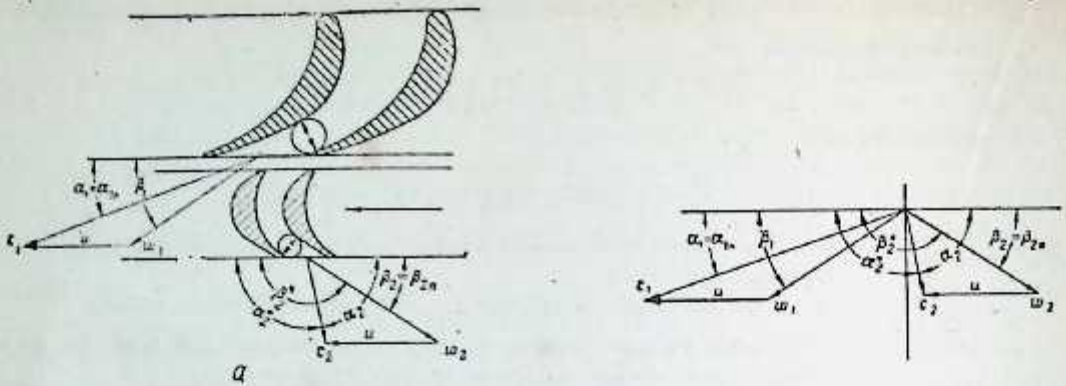
$$\frac{G}{g} (w_{1u} - w_{2u}) - P_u = 0, \quad (3-7)$$

di mana $\frac{G}{g} (w_{1u} - w_{2u})$ - perubahan momentum aliran fluida sewaktu mengalir melalui laluan antar-sudu yang tingginya satu satuan untuk sistem sudu-gerak dalam arah sumbu u

P_u - gaya yang dikerjakan oleh sudu dalam arah yang berlawanan dengan sumbu u .

Dari Persamaan (3-7), kita peroleh

$$P_u = \frac{G}{g} (w_{1u} - w_{2u}). \quad (3-8)$$



Gambar 3-4. Potongan suatu tingkat turbin.
a—tingkat turbin; b—segitiga kecepatan

2. Pada sumbu z

$$\frac{G}{g} (\omega_{1z} - \omega_{2z}) + t_b (\rho_1 - \rho_2) - P_z = 0, \quad (3-9)$$

di mana $\frac{G}{g} (\omega_{1z} - \omega_{2z})$ - perubahan momentum aliran sewaktu mengalir melalui sudu-gerak yang ukurannya satu satuan dalam arah sumbu $\pm z$,

P_z - gaya yang dikerjakan oleh sudu pada aliran dalam arah sumbu $\pm z$.

Gaya P_z ditentukan dari Persamaan (3-9):

$$P_z = \frac{G}{g} (\omega_{1z} - \omega_{2z}) + t_b (\rho_1 - \rho_2). \quad (3-10)$$

Kerja yang dilakukan oleh uap pada sudu tingkat turbin dapat ditentukan (Gambar 3-4a) sebagai berikut.

Misalkan kecepatan keliling putaran sudu-sudu sama dengan u pada diameter rata-rata (mean diameter) cakram turbin. Kita akan mengandaikan bahwa kecepatan-kecepatan c_1 , c_2 , w_1 dan w_2 uap diketahui. Dari Gambar 3-4b jelas bahwa

$$\bar{c}_1 = \bar{w}_1 + u \text{ dan } \bar{c}_2 = \bar{w}_2 + u.$$

Dengan menguraikan vektor-vektor ini pada sumbu u , kita peroleh

$$c_{1u} = w_{1u} + u \text{ dan } c_{2u} = w_{2u} + u.$$

Dari mana

$$c_{1u} - c_{2u} = w_{1u} - w_{2u}. \quad (3-11)$$

Dari Persamaan (3-7) dan (3-11), kita peroleh

$$P_u = \frac{G}{g} (c_{1u} - c_{2u}) = \frac{G}{g} (w_{1u} - w_{2u}). \quad (3-12)$$

Momen putar yang dikerjakan oleh uap pada sudu-sudu gerak tingkat turbin ditentukan dari persamaan

$$M_u = P_u v z = \frac{G_0}{g} v (c_{1u} - c_{2u}) = \frac{G_0}{g} v (w_{1u} - w_{2u}), \quad (3-13)$$

di mana v - jari-jari rata-rata cakram rotor yang padanya dipasang sudu-sudu gerak tersebut

G_0 - massa alir uap per detik melalui tingkat turbin yang besarnya sama dengan $G_0 = G l_b z$
(l_b - tinggi sudu).

z - jumlah sudu-gerak per tingkat.

Kerja yang dilakukan oleh uap pada pelek (rim) cakram akan menjadi

$$L_u = M_u \omega. \quad [\text{kg m/detik}] \quad (3-14)$$

di mana ω - kecepatan sudut sudu

Daya yang dihasilkan adalah

$$N_u = \frac{M_u \omega}{102} \text{ [kW]} \quad (3-15)$$

Dengan mensubstitusikan nilai M_u yang diperoleh dari Persamaan (3-13) ke dalam Persamaan (3-15), kita peroleh, karena $r\omega = u$:

$$N_u = \frac{G_u u}{102g} (c_{1u} - c_{2u}) = \frac{G_u u}{102g} (\omega_{1u} - \omega_{2u}) \text{ [kW]}. \quad (3-16)$$

Bila aliran uap arah ke dalam dan arah keluar terjadi pada diameter rata-rata yang berbeda untuk sudu-sudu gerak, maka daya yang dihasilkan pada pelek (rim) cakram turbin akan menjadi

$$N_u = \frac{G_u}{102g} (u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u}) = \frac{G_u}{102g} (u_1 \omega_{1u} - u_2 \omega_{2u}) \text{ [kW]}. \quad (3-17)$$

di mana u_1 dan u_2 adalah kecepatan keliling sudu pada sisi-masuk dan sisi-keluar.

Massa alir uap melalui tingkat turbin biasanya adalah besaran yang sudah diketahui (lihat Bab Lima). Kecepatan-kecepatan u_1 dan u_2 diperoleh dari rincian konstruksi turbin (Lihat Bab Dua Belas). Kecepatan-kecepatan uap w_1 dan c_2 demikian juga dengan sudut-sudut β_1 dan α_2 ditentukan dari metode segitiga kecepatan atau analitis (Lihat Bab Dua). Jadi semua besaran yang ada dalam Persamaan (3-17), kecuali c_{1u} dan ω_{2u} , dapat ditentukan dengan perhitungan sederhana. Untuk mencari nilai c_{1u} dan ω_{2u} adalah perlu untuk mengetahui kecepatan-kecepatan c_1 dan ω_2 dan sudut-sudut α_1 dan β_2 pada sisi keluar sudu-sudu tetap dan gerak. Untuk menentukan nilai-nilai c_1 dan c_{1t} sesuai dengan Persamaan (2-7b) atau (2-7c) adalah perlu untuk mengetahui nilai-nilai φ dan sama halnya nilai ψ , harus diketahui untuk menentukan nilai ω_2 dari Persamaan (2-19) atau (2-26).

Dari pengalaman ternyata bahwa sudut α_1 dan β_2 , masing-masing sudut sisi-keluar sudu-sudu pengarah dan gerak, pada praktek yang sebenarnya tidak sesuai dengan nilai-nilai yang dihitung. Untuk mendapatkan data yang dapat dipercaya untuk tujuan perancangan, keempat besaran ini - c_1 , w_2 , α_1 dan β_2 harus dicari secara percobaan.

3.4. PERCOBAAN-PERCOBAAN PADA SUDU TURBIN

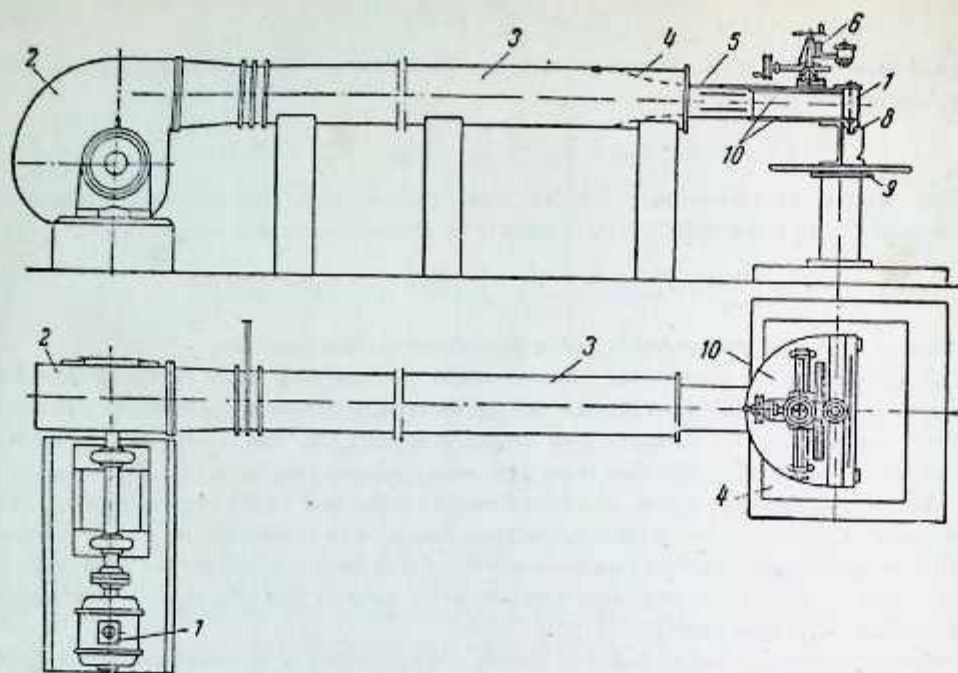
Aliran uap melalui kaskada sudu, seperti yang disebutkan di atas, sangat rumit. Aliran itu tergantung dari kondisi-kondisi aliran pada sisi-masuk sudu, bentuk sudu, faktor-faktor geometrik tanpa dimensi T dan \bar{T} , sudut sisi-masuk uap, dan lain-lain. Tujuan utama percobaan-percobaan sudu turbin ini adalah untuk mengkaji berbagai sifat fisis aliran uap sewaktu melewati sudu, menentukan koefisien alir¹ μ , koefisien-koefisien kecepatan φ dan ψ demikian juga dengan sudut-sudut α_1 dan β_2 .

Penyelidikan-penyelidikan profil sudu secara aerodinamik tidak saja memungkinkan kita untuk menentukan besaran-besaran μ , φ , ψ , α_1 dan β_2 untuk susunan sudu yang diketahui, tetapi juga memudahkan pembuatan konstruksi profil-profil sudu yang efisien baik untuk sudu-sudu tetap maupun gerak. Efisiensi profil sudu tergantung pada kerugian energi uap yang mengalir melalui sudu tersebut. Semakin kecil kerugian energi, semakin tinggi efisiensi profil sudu itu. Jika aliran terjadi tanpa adanya pemisahan dari dinding sudu, maka nilai μ dan koefisien-koefisien kecepatan φ dan ψ akan semakin besar yang mengakibatkan penurunan kerugian energi yang menyebabkan kenaikan efisiensi.

Penyelidikan percobaan pada profil-profil sudu dilakukan pada model statis dan dinamis atau pada turbin yang sebenarnya. Penyelidikan sudu turbin secara statis, biasanya, dilakukan dengan bantuan udara mampat. Penyelidikan pada model-model atau turbin-turbin dinamik pada kondisi normal dilakukan baik dengan udara maupun dengan uap panas-lanjut.

Susunan umum peralatan percobaan terdiri dari sumber udara mampat (biasanya blower atau kompresor - turbo), penampung untuk meredam fluktuasi tekanan udara, pipa-pipa penghubung yang menghantarkan udara ke kaskada sudu, kaskada sudu dan berbagai instrumen untuk mengamati sifat-sifat aliran. Gambar 3-5 menunjukkan satu dari susunan yang demikian ini yang dipakai di Bezhitsa Institute of Heavy Machine Building untuk penyelidikan profil-profil sudu. Udara dari blower 2 dialirkan ke penampung 3 dan pemancar 4, yang terbuat dari profil aerodinamik khusus, yang dari sini udara memasuki pipa persegi 5 dan akhirnya kaskada sudu 7. Untuk mendapatkan aliran udara yang seragam untuk penyelidikan profil-profil sudu, dipakai pipa 3 dengan tapisan khusus dan profil-profil aerodinamik yang kesemuanya

¹ Koefisien massa alir adalah nama yang diberikan untuk nilai yang diperoleh dari hubungan antara massa alir aktual melalui lajuan atau kaskada sudu dan massa alir teoretis yang diperoleh dari perhitungan.



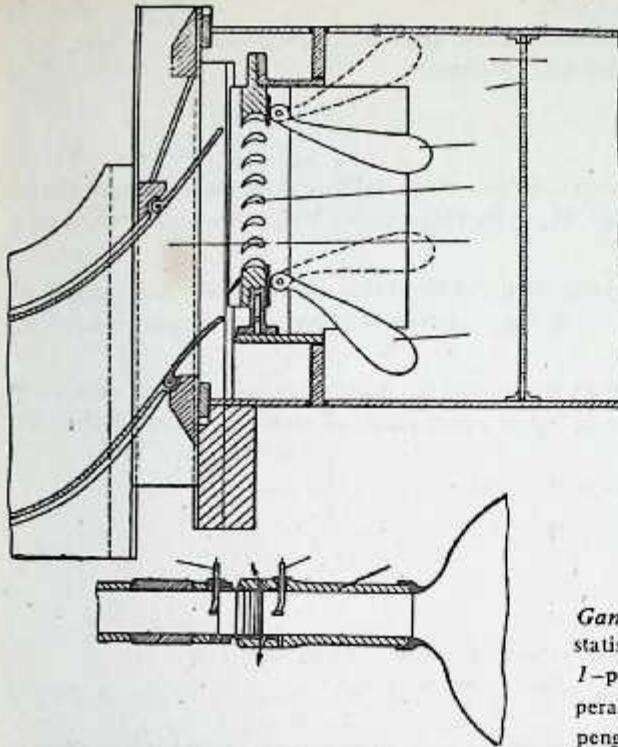
Gambar 3-5. Peralatan pengujian aerodinamik untuk kaskada sudu.

1—motor; 2—blower; 3—pipa; 4—pemancar; 5—belokan tegak lurus; 6—pengukur tekanan; 7—kaskada sudu; 8—selubung; 9—meja yang dapat diatur posisinya; 10—setengah diskus

ini merupakan bagian pemancar peralatan percobaan tersebut. Pemancar tidak saja membantu meredam fluktuasi tekanan, tetapi juga mengurangi tebal lapisan batas¹. Aliran udara sebelum sudu-sudu haruslah seragam agar memungkinkan untuk menentukan kerugian-kerugian profil sebagaimana mestinya dan tepat. Di samping susunan yang diberikan di atas untuk peredaman variasi tekanan, adalah suatu praktek yang biasa untuk mengusahakan pengurangan tebal lapisan-batas dengan melakukan penyedotan pada dinding-dinding pipa yang mengalirkan suplai udara ke kaskada sudu (sesudah pemancar). Sewaktu menyelidiki pengaruh ketidakteraturan aliran sebelum sudu-sudu terhadap besarnya kerugian, sudah umum untuk membuat tingkat turbulensi udara yang dibutuhkan dengan pemakaian metode-metode khusus.

Gambar 3-6 menunjukkan peralatan percobaan untuk penyelidikan kaskada sudu pada kondisi-kondisi statis. Udara dari kompressor dialirkan ke penampung 1 yang meredam fluktuasi tekanan. Saringan 2 akan mempengaruhi keseragaman aliran lebih lanjut. Peralatan 4 dan 5 yang dapat diatur posisinya memungkinkan untuk mendapatkan variasi arah aliran udara sehingga memungkinkan untuk melakukan penentuan pengaruh sudut tempuh (attack angle) i terhadap besarnya kerugian-kerugian profil. Pengukuran-pengukuran berbagai parameter aliran dilakukan sesudah dipastikan bahwa aliran udara ke dalam kaskada sudu sudah seragam untuk kondisi tertentu yang diketahui. Tinggi-tekan (head) statis dan dinamis di dalam pipa udara diukur pada jarak kira-kira 200 mm dari kaskada sudu. Bila aliran sebelum sudu-sudu sudah seragam, pengukuran tekanan dan kecepatan pada satu titik tunggal pada aliran sudah mencukupi. Distribusi tekanan sesudah kaskada sudu tergantung pada jarak penampang, yang merupakan tempat pengukuran tekanan, dari sisi-keluar kaskada sudu. Di dekat sisi-keluar sudu-sudu bidang tekanan sangat tidak merata, akan tetapi, semakin jarak dari sisi keluar bertambah, perbedaan tekanan akan menjadi kecil. Ujung belakang setiap sudu menghasilkan olakan yang tekanannya lebih rendah daripada tekanan aliran utama. Aliran pada olakan ujung belakang disertai oleh turbulensi dan pusaran aliran yang agak besar yang mengakibatkan terjadinya kerugian-kerugian ujung belakang sudu atau "kerugian-kerugian olakan". Kerugian yang disebutkan terakhir ini tergantung pada tebal ujung belakang sudu. Dengan ujung belakang sudu yang semakin tebal, kerugian olakan akan semakin besar. Hasil-hasil percobaan menunjukkan bahwa keru-

¹ Lapisan udara atau gas yang berdekatan dengan dinding pipa yang kecepatannya bervariasi dari nol pada dinding pipa tersebut sampai nilai kecepatan penuh aliran bebas dikenal sebagai "lapisan batas".



Gambar 3-6. Peralatan percobaan untuk penyelidikan statis kaskada sudu lurus (MPI).

1—penampung; 2—kasa peredam; 3—kaskada sudu; 4 dan 5—peralatan yang dapat diatur posisinya; 6—difuser; 7 dan 8—pengukur (kuat) arah dan tekanan total

gian-kerugian olakan sebanding dengan hubungan antara tebal ujung belakang sudu Δ dan lebar laluan sudu a_1 (Gambar 3-1) dan selanjutnya tergantung pada bentuk profil sudu, sudut tempuh, jarak-bagi sudu relatif, dan lain-lain.

Kecepatan aliran pada jarak-bagi sudu antara dua profil sudu yang berdekatan bervariasi dari nilai minimum pada olakan ujung belakang sudu sampai nilai maksimum pada bagian tengah. Arah aliran juga berubah. Tergantung pada tinggi sudu relatif l , ketidakseragaman aliran sesudah kaskada sudu bervariasi tidak saja sepanjang jarak-bagi, tetapi juga sepanjang tinggi sudu. Dengan semakin bertambahnya jarak dari sisi keluar sudu, aliran udara yang meninggalkan kaskada akan semakin lebih seragam dalam karakternya yang disertai oleh kerugian energi yang lebih lanjut.

Untuk meniadakan atau setidaknya-tidaknya memperkecil pengaruh kerugian-kerugian ujung sisi keluar sudu, sewaktu melakukan penyelidikan percobaan untuk penentuan kerugian-kerugian profil, tinggi sudu relatif dibuat cukup besar ($\bar{l} \geq 3-4$). Selanjutnya, adalah suatu hal yang perlu untuk memilih dengan cermat penampang tempat pengamatan tinggi tekanan (pressure head) dan arah aliran dilakukan. Pengamatan perubahan arah aliran dan tinggi tekanan dilakukan pada tinggi rata-rata laluan sudu, karena pengukuran besaran ini pada lapisan-lapisan batas dapat dipengaruhi oleh turbulensi olakan ujung belakang sudu di mana aliran-aliran sekunder terbentuk. Dari pengalaman ternyata bahwa untuk mendapatkan nilai-nilai c_1, ω_2, α_1 dan β_1 yang terandalkan, jumlah sudu-sudu yang dipakai pada kaskada itu harus tidak kurang dari tujuh.

Waktu menggunakan medium selain dari medium yang dipakai pada praktek aktual penyelidikan-penyelidikan aerodinamik, dipakai teori keserupaan (theory of similitude). Kesamaan geometrik profil-profil harus tetap dipertahankan sebagaimana juga dengan kesamaan faktor-faktor tanpa dimensi seperti M (angka Maievsky), Re (angka Reynolds) dan indeks adiabatik.

Untuk setiap fluida kriteria

$$M = \frac{c}{c_s}, \quad (a)$$

di mana c — kecepatan aliran pada profil-profil sudu;

c_s — kecepatan bunyi pada medium yang sedang diperhatikan.

Kecepatan c_s tergantung pada sifat-sifat medium dan ditentukan dari persamaan

$$c_s = \sqrt{kg\rho v} \approx \sqrt{kgRT}, \quad (b)$$

- di mana $g = 9,81$ m/detik – percepatan akibat gravitasi;
 k – indeks adiabatik untuk fluida yang diketahui (uap, gas, udara, dan lain-lain);
 p dan v – masing-masing tekanan dan volume spesifik medium;
 R – konstanta gas;
 T – temperatur mutlak aliran, °K.

Sewaktu memberi penandaan aliran pada kaskada sudu percobaan faktor-faktor dimensional harus dipertahankan sesuai dengan kaidah keserupaan, yakni, $M_m = M_p$ (M_m – angka Maiyevsky untuk model sudu dan M_p – angka Maiyevsky untuk prototip).

Sewaktu mendesain aliran pada kaskada sudu percobaan, faktor-faktor dimensional harus dipertahankan sesuai dengan kaidah keserupaan, yakni, $M_m = M_p$ (M_m – angka Maiyevsky untuk model sudu dan M_p – angka Maiyevsky untuk prototip).

Persamaan (b) memungkinkan untuk melakukan penentuan c_{sm} kecepatan bunyi untuk medium di dalam mana sudu-sudu sedang diuji dan c_{sp} kecepatan bunyi untuk fluida aktual yang dipakai pada prototip.

Berdasarkan keserupaan angka Maiyevsky kita dapat menulis

$$c_m = c_p \frac{c_{sm}}{c_{sp}} \quad (c)$$

- di mana c_m – kecepatan aliran pada model;
 c_p – kecepatan aliran gas atau uap pada prototip;
 c_{sm} – kecepatan bunyi untuk medium dalam mana model sudu tersebut diuji;
 c_{sp} – kecepatan bunyi untuk medium yang dipakai untuk prototip.

Untuk memenuhi kondisi keserupaan aliran medium fluida pada sudu model, demikian juga dengan prototip faktor tanpa dimensi Re harus dipertahankan konstan, dengan kata lain,

$$Re_m = Re_p \quad (d)$$

- di mana Re_m – angka Reynolds untuk sudu model;
 Re_p – angka Reynolds untuk sudu prototip.

Untuk turbin uap persamaan (d) dapat dituliskan seperti berikut

$$\frac{\rho_m c_m b_m}{\mu_m} = \frac{\rho_p c_p b_p}{\mu_p} \quad (e)$$

- di mana ρ_m dan ρ_p – masing-masing kerapatan (desinty) medium di dalam mana sudu ditempatkan untuk model dan prototip, kg detik²/m⁴;
 b_m dan b_p – ukuran-ukuran linear karakteristik yang bersesuaian dengan sudu model dan prototip;
 μ_m dan μ_p – koefisien viskositas dinamik untuk medium di dalam mana sudu-sudu ditempatkan pada model (biasanya udara atau uap) dan prototip (uap atau gas), kg detik/m²

Ukuran karakteristik untuk sudu turbin dapat diambil sama dengan b (Gambar 3-1).

Dari persamaan (e)

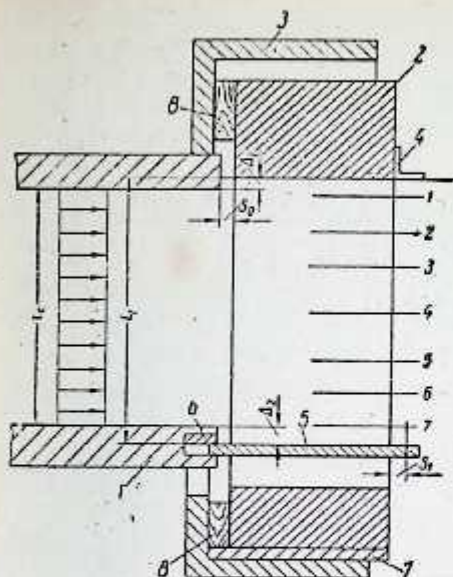
$$b_m = b_p \frac{\rho_p c_p \mu_m}{\rho_m c_m \mu_p} \quad (f)$$

dan skala untuk model

$$\lambda = \frac{b_m}{b_p} \quad (j)$$

Kriteria Re untuk model dan prototip yang bekerja pada daerah di mana C_d , koefisien hambat (drag), tidak tergantung pada nilai Re biasanya tidak dipertahankan sama, karena ini tidak mempengaruhi hasil-hasil yang diperoleh.

Seperti yang telah diamati sebelumnya, untuk penentuan kerugian profil biasanya dipakai sudu dengan tinggi yang relatif besar, baik untuk profil sudu pengarah maupun sudu-gerak ($l \geq 3-4$). Tinggi tekanan total dan arah aliran diukur baik sepanjang jarak-bagi maupun tinggi sudu, sebagaimana biasanya, pada penampang tengah dan tinggi rata-rata sudu. Untuk sudu dengan tinggi yang relatif besar, kerugian



Gambar 3-7. Susunan model sudu beserta pemipaan penghubung
 1—pengalir udara; 2—kaskada sudu; 3—kotak pemegang sudu; 4—penutup; 5—pelat dengan alur untuk penempatan sudu; 6—cincin untuk pengikatan pelat 5; 7—cincin untuk bervariasi Δ_1 ; 8—paking kayu

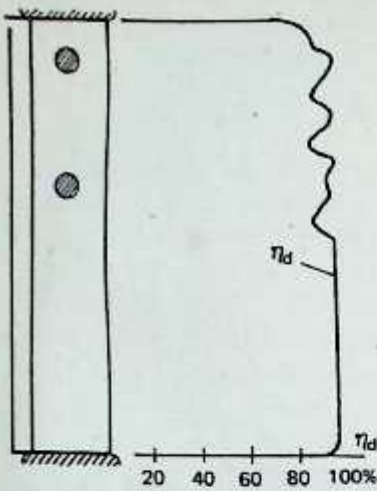
olakan hampir tidak mempengaruhi kerugian total pada kaskada, yang dengan demikian memungkinkan untuk melakukan pengukuran tinggi tekanan total dan arah aliran pada penampang tengah kanal tersebut.

Pada kaskada dengan tinggi sudu yang relatif lebih kecil ($l \leq 1$ sampai 1,5) pengaruh kerugian-kerugian olakan sangat dirasakan. Tinggi-tekanan tekanan total dan arah aliran sesudah melewati kaskada sangat bervariasi tidak saja sepanjang jarak-bagi tetapi juga sepanjang tingginya. Jadi dalam hal kaskada dengan tinggi sudu yang relatif lebih kecil, pengukuran tekanan dan arah aliran dilakukan pada beberapa titik sepanjang tinggi laluan sudu (Gambar 3-7). Gambar ini menunjukkan susunan model sudu beserta pemipaan penghubungnya. Pipa 1 berfungsi sebagai pengalir udara maupun sebagai peredam yang padanya fluktuasi tekanan diratakan sebelum udara memasuki kaskada sudu 2. Ada tujuh penampang yang ditunjukkan pada gambar ini untuk tinggi sudu yang diketahui tersebut. Semakin banyak jumlah penampangnya pada mana sifat-sifat aliran diukur, akan semakin tepat hasil pengukuran yang diperoleh yang memungkinkan penentuan kerugian-kerugian untuk sudu dengan tinggi relatif yang kecil.

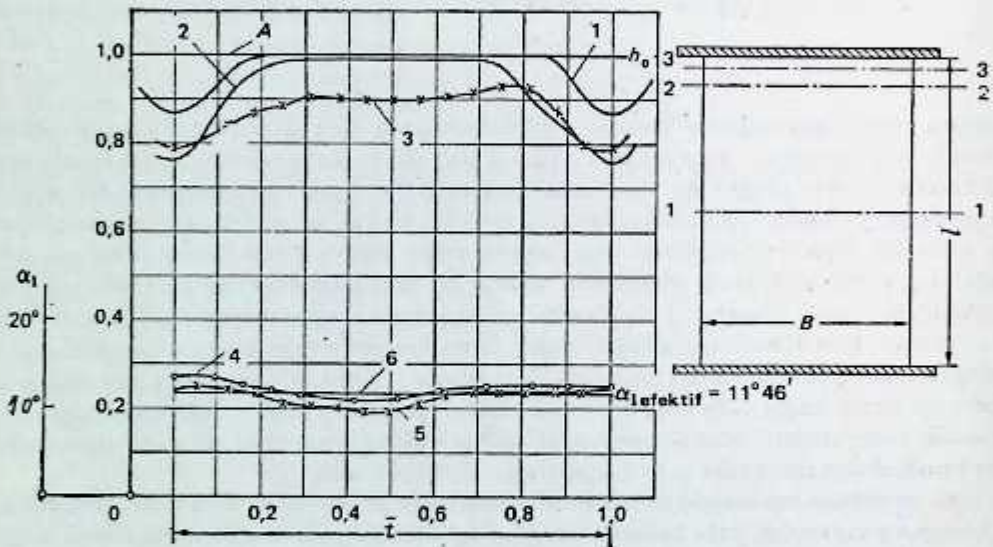
Hasil-hasil percobaan menunjukkan bahwa sifat aliran sebelum memasuki sudu tidak mempengaruhi kerugian-kerugian yang terjadi pada kaskada sudu. Baik ketidakseragaman aliran maupun adanya penyulubangan Δ_1 dan Δ_2 akan mempengaruhi pembesaran kerugian-kerugian pada laluan sudu. Untuk susunan yang ditunjukkan pada Gambar 3-7 adalah memungkinkan untuk memvariasikan tebal selubung atas dan bawah dengan jalan memvariasikan tebal pelat-pelat 5 dan 6, yang dengan demikian memungkinkan untuk melakukan pengkajian pengaruh penyulubangan Δ_1 dan Δ_2 pada kerugian-kerugian laluan sudu.

Penyelidikan-penyelidikan percobaan menunjukkan bahwa bersama-sama dengan kerugian olakan ada juga kerugian energi yang disebabkan oleh pengacauan aliran yang diakibatkan oleh adanya pemegang yang menyambungkan sudu menjadi satu kaskada. Tergantung pada tinggi sudu dan jumlah pemegangnya, kerugian yang disebabkan oleh pengacauan aliran dapat menyebabkan penurunan efisiensi yang cukup besar. Pengaruh adanya pemegang tersebut terhadap efisiensi kaskada sudu gerak ditunjukkan pada Gambar 3-8 sesuai dengan data yang diberikan oleh V.T.I.¹ Penyelidikan-penyelidikan yang serupa untuk menentukan pengaruh pemegang sudu pada efisiensi laluan sudu dilakukan juga di Ts. K.T.I. (Central Boiler and Turbine Research Institute). Pemakaian pemegang yang demikian untuk mendapatkan ketegaran akan menyebabkan kerugian-kerugian tambahan, yang menurunkan efisiensi dan memperbesar ketidakseragaman aliran pada sisi masuk barisan sudu yang berikutnya. Sebagai ilustrasi, hasil-hasil penyelidikan kaskada sudu ditunjukkan pada Gambar 3-9 untuk sudu pengarah dan Gambar 3-10 untuk sudu-gerak. Gambar 3-9 menunjukkan hasil-hasil tinggi tekanan total sepanjang jarak-bagi untuk kaskada sudu pengarah de-

¹ Lagun, V.P., "Experimental Investigation of Reaction Blades", Tech. Memorandum, 1957. V.T.I. (Power Institute of the USSR.)



Gambar 3-8. Variasi efisiensi sepanjang tinggi sudu berikut pemegangnya



Gambar 3-9. Variasi tekanan total dan arah aliran sepanjang jarak-bagi dan tinggi kaskada sudu pengaruh,

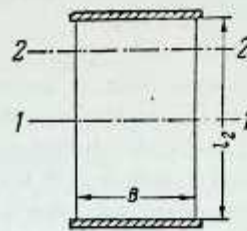
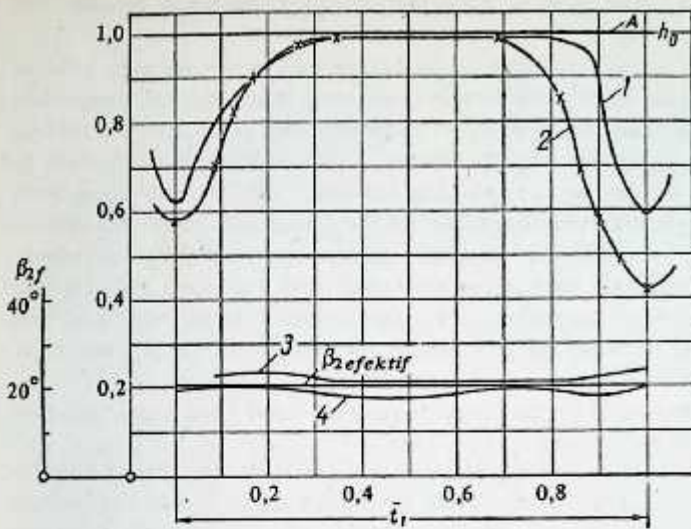
ngan tinggi sudu yang relatif kecil $l = 0,82$ dan sudut² $\alpha_{1\text{ efektif}} = 10^{\circ}46'$. Garis *A* menunjukkan tekanan total sebelum sudu yang besarnya sama dengan h_0 . Kurva *1* memberikan perubahan pada tekanan total sepanjang jarak-bagi sesudah melewati sudu untuk penampang $l-l$. Arah rata-rata aliran sesudah sudu diberikan oleh sudut yang besarnya $11^{\circ}58'$ pada penampang $l-l$, dengan kata lain, $12'$ lebih besar daripada sudut $\alpha_{1\text{ efektif}}$. Garis-garis *2* dan *3* menunjukkan variasi tekanan total sesudah laluan sudu untuk penampang-penampang $2-2$ dan $3-3$ sepanjang jarak bagi. Dengan membandingkan kurva-kurva *1*, *2*, dan *3* ternyata bahwa variasi tinggi tekanan total akan berkurang pada penampang-penampang yang lebih dekat ke dinding atas dan dinding bawah laluan sudu. Penurunan tekanan total pada sudu adalah akibat bertambahnya kerugian pada lapisan-batas laluan sudu (dinding atas dan bawah laluan sudu). Kerugian ini dikenal sebagai kerugian ujung. Garis-garis *4* dan *5* menunjukkan variasi arah aliran sepanjang garis-bagi untuk berbagai penampang sepanjang tinggi sudu. Jadi, misalnya, nilai rata-rata sudut alir α_1 untuk penampang $2-2$

² Sinus sudut keluar efektif ditentukan dari hubungan

$$\sin \alpha_{1\text{ efektif}} = \frac{a_1}{l}$$

dan

$$\alpha_{1\text{ efektif}} = \arcsin \left(\frac{a_1}{l} \right)$$



Gambar 3-10. Variasi tekanan total dan arah aliran sepanjang jarak-bagi untuk berbagai ketinggian sudu-gerak.

adalah sama dengan $12^{\circ}17'$ dan untuk penampang 3-3 adalah $11^{\circ}14'$. Dengan membandingkan nilai-nilai sudut percobaan rata-rata pada mana aliran terjadi dan dengan mengambil nilai rata-rata kita peroleh bahwa sudut ini untuk keperluan praktek tidak jauh berbeda dari sudut $\alpha_{1\text{ efektif}}$ (garis 6). Jadi untuk semua perhitungan praktis tingkat-turbin, arah aliran meninggalkan laluan sudu dapat diambil sama dengan sudut $\alpha_{1\text{ efektif}}$. Sebagai kaidah umum, kita dapat mengandaikan bahwa

$$\alpha_{1f} \approx \alpha_1 = \alpha_{1\text{ efektif}} = \arcsin \left(\frac{a_1}{l} \right). \quad (3-18)$$

Persamaan (3-18) memungkinkan untuk melakukan penentuan $a_1 = l \sin \alpha_1$ dengan mengetahui nilai-nilai α_1 dan l . Gambar 3-10 menunjukkan hasil-hasil yang sama untuk kaskada sudu yang berupa profil-profil sudu-gerak dengan tinggi sudu relatif sebesar $\bar{l} = 1,68$. Garis A bersesuaian dengan tinggi-tekan tekanan total sebelum memasuki sudu, h_0 . Garis 1 menunjukkan variasi tekanan total sesudah melewati sudu pada penampang 1-1, dan garis 2 menunjukkan tekanan pada penampang 2-2, yang semuanya diukur sepanjang jarak-bagi kaskada. Kerugian tinggi tekan-tekanan total untuk kurva 2 adalah lebih besar daripada kerugian tinggi-tekan tekanan total untuk kurva 1. Pertambahan kerugian pada dinding atas dan bawah kaskada, seperti yang dinyatakan sebelumnya, adalah akibat pengaruh kerugian-kerugian ujung (kerugian olakan). Garis-garis 3 dan 4 menunjukkan variasi arah aliran sepanjang jarak-bagi untuk penampang-penampang 1-1 dan 2-2. Arah aliran yang meninggalkan sudu-sudu yang diberikan oleh β_{2f} untuk sudu yang relatif panjang tidak jauh berbeda dari sudut keluar efektif $\beta_{2\text{ ef}}$. Akan tetapi, untuk sudu dengan tinggi yang relatif kecil perbedaan antara β_{2f} dan $\beta_{2\text{ ef}}$ dapat mencapai nilai-nilai yang cukup besar untuk diperhitungkan. Untuk perhitungan tingkat turbin, biasa diambil

$$\beta_{2f} \approx \beta_2 = \beta_{2\text{ ef}} = \arcsin \left(\frac{a_2}{l_1} \right), \quad (3-19)$$

- di mana a_2 - lebar laluan sudu sisi-keluar;
- l_1 - jarak-bagi sudu-gerak;
- β_2 - arah aliran uap sesudah melewati sudu-sudu.

Lebar laluan sudu sisi-keluar ditentukan sesuai dengan Persamaan (3-19)

$$a_2 = l_1 \sin \beta_2.$$

3.5. PERHITUNGAN HASIL PENGUJIAN

Selama penyelidikan statis kaskada sudu-turbin, dilakukan pengukuran-pengukuran yang berikut ini, berdasarkan mana semua penghitungan parameter tingkat dilaksanakan.

Tinggi-tekan tekanan total sebelum sudu diukur dalam milimeter kolom air, air raksa atau cairan-cairan lainnya. Dalam hal bidang aliran yang seragam sebelum sudu, tinggi-tekan tekanan total dapat di-

hitung pada satu titik saja, akan tetapi, bila aliran tidak seragam pengukuran tinggi-tekan tekanan total harus dilakukan pada beberapa titik.

Di belakang kaskada sudu, tinggi-tekan tekanan dinamik diukur sepanjang jarak-bagi sudu pada pemampang tengah sudu-sudu tersebut, sedangkan untuk sudu dengan tinggi yang relatif rendah, tinggi-tekan tekanan dinamik diukur sepanjang jarak-bagi maupun tinggi sudu, yang memungkinkan dilakukannya penyelidikan pengaruh kerugian-kerugian ujung (tip losses) pada efisiensi kaskada. Kita akan menandai tekanan-tekanan dinamik lokal sesudah sudu dengan h_{dl} . Di belakang kaskada, tinggi-tekan tekanan statis diamati juga, yang akan dinamai dengan h_{st} . Oleh karena aliran fluida di belakang sudu bukan saja sifatnya tidak seragam tetapi juga berpecah, dengan kata lain, garis-garis alir mempunyai arah alir yang berbeda-beda, adalah suatu hal yang perlu untuk mengukur arah aliran sepanjang jarak-bagi sudu pada berbagai titik; untuk sudu dengan tinggi relatif yang kecil, pengukuran ini juga dilakukan sepanjang tinggi sudu tersebut. Mari kita misalkan arah aliran lokal sudu dengan α_{1fi} , untuk sudu pengarah dan β_{2fi} untuk kaskada sudu-gerak.

Pengukuran ini memungkinkan untuk menentukan parameter-parameter dasar yang harus ada untuk perhitungan dan desain, baik sudu pengarah maupun sudu-gerak.

Data percobaan seperti yang diperoleh di atas dapat diperlakukan dengan atau tanpa memperhitungkan pengaruh kemampumampatan (compressibility) fluida. Pada kecepatan aliran fluida dari kaskada sudu $c > 0,5 c_s$ (dengan c_s -kecepatan rambat bunyi pada medium tersebut di mana aliran fluida terjadi) kemampumampatan fluida tidak dapat diabaikan karena hal ini akan menyebabkan kesalahan pada hasil-hasil perhitungan akhir. Akan tetapi, bila kecepatan aliran keluar dari kaskada sudu rendah, yakni $c \leq 0,5 c_s$, kemampumampatan ini dapat diabaikan, yang pada kenyataannya hal ini akan menyederhanakan perhitungan. Dapat disebutkan di sini bahwa kebanyakan penyelidikan statis profil-profil sudu dilakukan pada kecepatan $c \leq 0,5 c_s$. Rumus-rumus desain dijabarkan bersesuaian dengan kondisi-kondisi yang disebutkan di atas.

Kecepatan alir teoretis untuk nosel dan sudu pengarah diperoleh dari persamaan

$$c_{1t} = 100 \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (h_0 - h_{st})_{rata-rata} C_c} \quad (3-20)$$

di mana g - percepatan akibat gravitasi;
 γ - bobot spesifik fluida sebelum sudu;

$(h_0 - h_{st})_{rata-rata}$ - nilai rata-rata tinggi-tekan tekanan total;

C_c - koefisien konversi untuk pengonversian kolom air raksa, air atau cairan-cairan lain menjadi kg/cm^2 .

Kecepatan aliran teoretis sesudah sudu-sudu ditentukan dengan cara yang sama dari Persamaan (3-20), dengan kekecualian bahwa suku c_{1t} digantikan dengan ω_{2t} .

Kecepatan-kecepatan aliran lokal aktual sesudah sudu-sudu untuk kaskada-kaskada sudu pengarah dihitung dari persamaan

$$c_{1i} = 100 \sqrt{\frac{2g}{\gamma_i} h_{di} C_c} \quad (3-21)$$

Kecepatan aliran lokal aktual sesudah kaskada sudu untuk sudu gerak juga dihitung sesuai dengan Persamaan (3-21) dengan menggantikan suku c_{1t} dengan ω_{2i} .

Kecepatan aktual aliran keluar kaskada sudu untuk sudu pengarah yang dirata-ratakan sesuai dengan persamaan massa alir adalah

$$c_i^* = \sqrt{(c_{1a}^*)^2 + (c_{1u}^*)^2} \quad (3-22)$$

di mana c_{1a}^* dan c_{1u}^* -komponen-komponen aksial dan keliling kecepatan c_i^* .

Untuk kaskada sudu-gerak, rumus yang hampir sama dipakai dengan kecepatan yang semestinya dengan menggantikan c_{1a}^* dan c_{1u}^* , yakni,

$$\omega_2^* = \sqrt{(\omega_{2a}^*)^2 + (\omega_{2u}^*)^2} \quad (3-22a)$$

Untuk menentukan nilai-nilai c_i^* dan ω_2^* , pertama sekali komponen kecepatan c_a dan ω_a (aksial) dan c_u dan ω_u (keliling) dicari sebagai nilai rata-rata sepanjang jarak-bagi sudu-sudu

$$\left. \begin{aligned}
 c_a &= \frac{1}{l} \sum_{i=0}^{i=n} c_{1i} \sin \alpha_{1i} \Delta t_i \\
 \text{dan } c_u &= \frac{1}{l} \sum_{i=0}^{i=n} c_{1i} \cos \alpha_{1i} \Delta t_i - \\
 &\qquad \qquad \qquad \text{untuk sudu pengarah,} \\
 w_a &= \frac{1}{l} \sum_{i=0}^{i=n} w_{2i} \sin \beta_{2i} \Delta t_i \\
 \text{dan } w_u &= \frac{1}{l} \sum_{i=0}^{i=n} w_{2i} \cos \beta_{2i} \Delta t_i - \\
 &\qquad \qquad \qquad \text{untuk sudu gerak,}
 \end{aligned} \right\} \quad (3-23)$$

di mana c_{1i} dan w_{1i} — kecepatan lokal aktual aliran sesudah sudu yang diambil sebagai nilai rata-rata di dalam selang Δt_i sepanjang jarak-bagi; c_{1i} ditentukan sesuai dengan Persamaan (3-21) untuk nilai rata-rata h_{di} dalam selang Δt_i .

α_{1i} dan β_{2i} — arah aliran lokal aktual sesudah kaskada sudu, yang diambil sebagai nilai rata-rata di dalam selang Δt_i sepanjang jarak-bagi;

Δt_i — selang elementer sepanjang jarak-bagi di mana nilai lokal c_{1i} , w_{2i} , α_{1i} dan β_{2i} di-rata-ratakan;

l dan l_1 — jarak-bagi kaskada sudu untuk sudu pengarah dan sudu-gerak.

Komponen-komponen aksial dan keliling c_{1a}^* , w_{1a}^* dan c_{1u}^* , w_{1u}^* kecepatan-kecepatan c_1^* dan w_2^* akan menjadi

$$\left. \begin{aligned}
 c_{1a}^* &= \frac{1}{l} \sum_{i=0}^{i=k} c_{ak} \Delta l_k \quad \text{dan } c_{1u}^* = \\
 &= \frac{1}{l} \sum_{i=0}^{i=k} c_{uk} \Delta l_k - \text{ untuk sudu pengarah, dan} \\
 w_{2a}^* &= \frac{1}{l} \sum_{i=0}^{i=k} w_{ak} \Delta l_k \quad \text{dan } w_{2u}^* = \\
 &= \frac{1}{l} \sum_{i=0}^{i=k} w_{uk} \Delta l_k - \text{ untuk sudu-gerak,}
 \end{aligned} \right\} \quad (3-24)$$

di mana c_{ak} , w_{ak} , c_{uk} , w_{uk} — komponen-komponen aksial dan keliling kecepatan sesudah kaskada sudu, yang diambil sebagai rata-rata sepanjang jarak-bagi pada ketinggian sudu yang berbeda;

Δl_k — selang elementer tinggi kaskada sudu di mana nilai rata-rata c_a , c_u , w_a dan w_u dianggap konstan sepanjang jarak bagi.

Dengan mensubstitusikan nilai-nilai c_{1a}^* , c_{1u}^* , w_{2a}^* dan w_{2u}^* yang diperoleh dari Persamaan (3-24) ke dalam Persamaan (3-22) dan (3-22a) nilai-nilai c_1^* dan w_2^* dapat ditentukan.

Perhitungan-perhitungan di atas memungkinkan kita untuk menentukan:

1) arah aliran sesudah melewati sudu-sudu

$$\left. \begin{aligned}
 \tan \alpha_{1i} &= \frac{c_{1a}^*}{c_{1u}^*} - \text{ untuk sudu pengarah,} \\
 \tan \beta_{2i} &= \frac{w_{2a}^*}{w_{2u}^*} - \text{ untuk sudu-gerak;}
 \end{aligned} \right\} \quad (3-25)$$

2) koefisien massa alir melalui laluan sudu

$$\begin{aligned} \mu_n &= \frac{G_a}{G_t} = \frac{\gamma_1 c_1 \sin \alpha_{1f}}{\gamma_{1f} c_{1f} \sin \alpha_1} \quad \text{— untuk sudu pengarah,} \\ \mu_b &= \frac{G_a}{G_t} = \frac{\gamma_2 w_2 \sin \beta_{2f}}{\gamma_{2f} \omega_{2f} \sin \beta_2} \quad \text{— untuk sudu-gerak,} \end{aligned} \quad (3-26)$$

di mana G_a — massa alir aktual melalui laluan sudu;

G_t — massa alir teoretis melalui laluan sudu;

γ dan γ_f — bobot spesifik pada sisi keluar sudu dengan atau tanpa kerugian;

α_{1f} dan β_{2f} — arah rata-rata aliran sesudah sudu untuk sudu pengarah dan sudu gerak;

α_1 dan β_2 — arah aliran fluida pada sumbu laluan sudu pada sisi keluar.

Koefisien-koefisien kecepatan ϕ dan ψ maupun efisiensi sudu dihitung dengan jalan menentukan kecepatan rata-rata aliran c_1 dan w_2 untuk sudu pengarah dan sudu-gerak sesudah sudu. Sebagai contoh, kecepatan ini dihitung seperti yang ditunjukkan di bawah ini untuk kaskada sudu pengarah. Nilai rata-rata massa-alir sesudah kaskada sudu pengarah, dengan memperhitungkan variasi massa-alir sepanjang laluan, dapat ditentukan dengan ketelitian yang cukup sesuai dengan rumus berikut

$$\bar{m} c_1 = \frac{1}{F} \sum_{i=0}^{i=F} m c_{1i} \Delta F_i \quad (3-27)$$

di mana \bar{m} — massa-alir fluida melalui kaskada;

c_1 — nilai rata-rata kecepatan aliran sesudah sudu-sudu;

m — massa-alir fluida melalui daerah elementer penampang sesudah sudu;

c_{1i} — kecepatan alir lokal fluida sesudah sudu-sudu yang diambil sebagai nilai rata-rata dalam batas daerah elementer.

Luasan elementer ΔF_i dibentuk oleh panjang elementer Δl_i sepanjang tinggi sudu dan bagian elementer jarak-bagi sudu Δt_i (Gambar 3-11). Oleh karena daerah ΔF_i adalah tegak lurus terhadap kecepatan aliran sesudah sudu-sudu c_{1i} , nilai numerik ΔF_i akan sama dengan $\Delta t_i \sin \alpha_{1fi} \Delta l_i$. Karena ΔF_i dinyatakan dalam suku-suku panjang jarak-bagi sudu dan tinggi elementer Δt_i dan Δl_i , adalah suatu hal yang biasa untuk mengukur besaran h_{di} , h_{2fi} , α_{1fi} dan β_{2fi} secara terpisah; pertama sepanjang jarak-bagi kemudian sepanjang tingginya. Perhitungan-perhitungan dilakukan dengan urutan yang sama.

Massa alir fluida \bar{m} dan m ditentukan dari persamaan-persamaan

$$\left. \begin{aligned} \bar{m} &= \frac{1}{F} \sum_{i=0}^{i=F} \gamma_i c_{1i} \Delta F_i \\ m &= \frac{\gamma_i}{R} c_{1i} \Delta F_i \end{aligned} \right\} \quad (3-28)$$

Dengan mensubstitusikan nilai-nilai \bar{m} dan m yang diperoleh dari Persamaan (3-28) ke dalam Persamaan (3-27) dan sesudah disusun suku-sukunya, kita peroleh

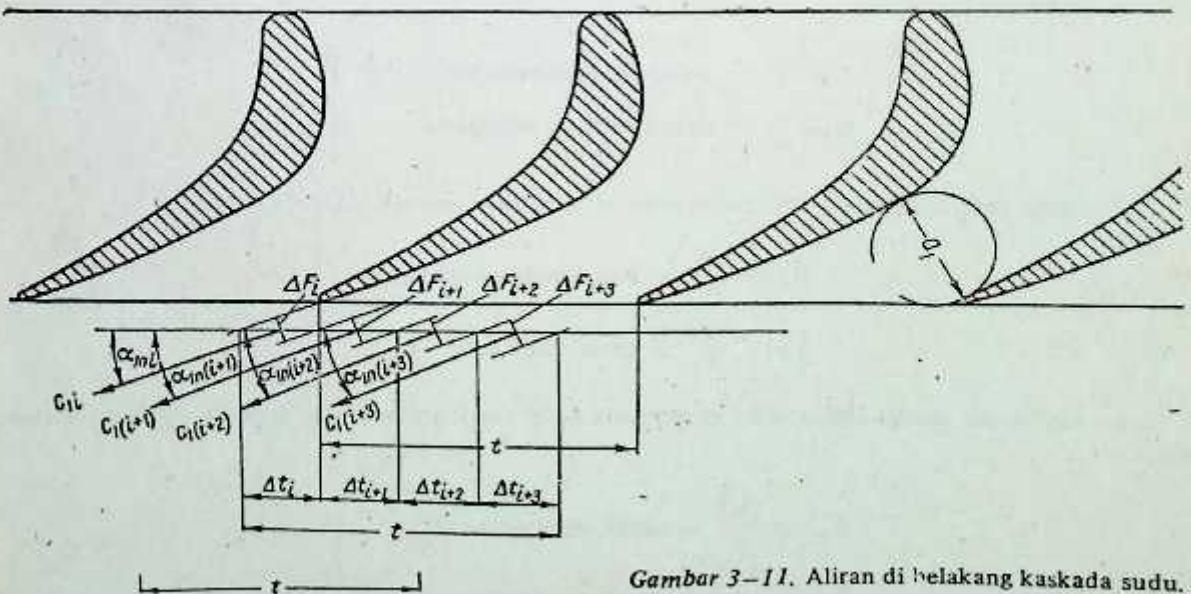
$$c_1 = \frac{\sum_{i=0}^{i=F} \gamma_i c_{1i}^2 (\Delta F_i)^2}{F \sum_{i=0}^{i=F} \gamma_i c_{1i} \Delta F_i} \quad (3-29)$$

Untuk mendapatkan komponen-komponen aksial dan keliling kecepatan c_1 , Persamaan (3-29) akan berbentuk seperti berikut ini

$$\begin{aligned}
 c_{1a} &= c_1 \sin \alpha_{1i} \frac{\cos \alpha_{1i}}{\cos \alpha_{1i}} = \\
 &= \frac{\sum_{i=n}^{i=F} \gamma_i c_{1i} \sin \alpha_{1i} c_{1i} \cos \alpha_{1i} (\Delta F_i)^2}{F \sum_{i=0}^{i=F} \gamma_i c_{1i} \cos \alpha_{1i} \Delta F_i} = \\
 &= \frac{\sum_{i=n}^{i=F} \gamma_i c_{1ai} c_{1ai} (\Delta F_i)^2}{F \sum_{i=0}^{i=F} \gamma_i c_{1ai} \Delta F_i} ; \\
 c_{1u} &= c_1 \cos \alpha_{1i} \frac{\sin \alpha_{1i}}{\sin \alpha_{1i}} = \\
 &= \frac{\sum_{i=n}^{i=F} \gamma_i c_{1i} \cos \alpha_{1i} c_{1i} \sin \alpha_{1i} (\Delta F_i)^2}{F \sum_{i=0}^{i=F} \gamma_i c_{1i} \sin \alpha_{1i} \Delta F_i} = \\
 &= \frac{\sum_{i=n}^{i=F} \gamma_i c_{1ui} c_{1ui} (\Delta F_i)^2}{F \sum_{i=0}^{i=F} \gamma_i c_{1ui} \Delta F_i} .
 \end{aligned}
 \tag{3-30}$$

Persamaan (3-30) memungkinkan untuk menentukan nilai-nilai c_{1a} dan c_{1u} yang mencakup pengaruh ke-mampumampatan fluida, dengan kata lain, untuk $c_1 > 0,5 c_x$. Bila $c_1 \leq 0,5 c_x$ Persamaan (3-30) dapat di-sederhanakan menurut bentuk berikut

$$\begin{aligned}
 c_{1a} &= \frac{\sum_{i=0}^{i=F} c_{1ai} c_{1ai} (\Delta F_i)^2}{F \sum_{i=n}^{i=F} c_{1ai} \Delta F_i} ; \\
 c_{1u} &= \frac{\sum_{i=0}^{i=F} c_{1ui} c_{1ui} (\Delta F_i)^2}{F \sum_{i=0}^{i=F} c_{1ui} \Delta F_i} .
 \end{aligned}
 \tag{3-30a}$$



Gambar 3-11. Aliran di belakang kaskada sudu.

Sama halnya, untuk kaskada sudu-gerak, kita peroleh

$$\left. \begin{aligned} \omega_{2a} &= \omega_2 \sin \beta_{2f} \frac{\cos \beta_{2f}}{\cos \beta_{2f}} = \\ &= \frac{\sum_{i=0}^{i=F} \gamma_i \omega_{2ai} \omega_{2ai} (\Delta F_i)^2}{F \sum_{i=0}^{i=F} \gamma_i \omega_{2ai} \Delta F_i}; \\ \omega_{2u} &= \omega_2 \cos \beta_{2f} \frac{\sin \beta_{2f}}{\sin \beta_{2f}} = \\ &= \frac{\sum_{i=0}^{i=F} \gamma_i \omega_{2ui} \omega_{2ui} (\Delta F_i)^2}{F \sum_{i=0}^{i=F} \gamma_i \omega_{2ui} \Delta F_i} \end{aligned} \right\} \quad (3-31)$$

Persamaan (3-31) memungkinkan penghitungan ω_{2a} dan ω_{2u} dengan memperhitungkan kemampuan fluida, yakni, jika $w_2 > 0,5 c_s$. Jika $w_2 \leq 0,5 c_s$, kita peroleh

$$\left. \begin{aligned} \omega_{2a} &= \frac{\sum_{i=0}^{i=F} \omega_{2ai} \omega_{2ai} (\Delta F_i)^2}{F \sum_{i=0}^{i=F} \omega_{2ai} \Delta F_i}; \\ \omega_{2u} &= \frac{\sum_{i=0}^{i=F} \omega_{2ui} \omega_{2ui} (\Delta F_i)^2}{F \sum_{i=0}^{i=F} \omega_{2ui} \Delta F_i} \end{aligned} \right\} \quad (3-31a)$$

Kecepatan aliran sesudah melewati kaskada sudu diperoleh dari nilai rata-rata kecepatan keliling dan aksial yang dijabarkan dari persamaan kontinuitas seperti berikut ini

$$\left. \begin{aligned} c_1 &= \sqrt{c_{1a}^2 + c_{1u}^2} \text{ — untuk kaskada sudu pengarah;} \\ \omega_2 &= \sqrt{\omega_{2a}^2 + \omega_{2u}^2} \text{ — untuk kaskada sudu-gerak.} \end{aligned} \right\} \quad (3-32)$$

Perhitungan-perhitungan yang dilakukan di atas memungkinkan kita untuk menentukan parameter-parameter dasar untuk pendesainan sudu, seperti

a) koefisien kecepatan

$$\left. \begin{aligned} \varphi &= \frac{c_1}{c_{1f}} \text{ — untuk kaskada sudu pengarah;} \\ \varphi &= \frac{\omega_2}{\omega_{2f}} \text{ — untuk kaskada sudu-gerak;} \end{aligned} \right\} \quad (3-33)$$

b) energi yang digunakan untuk melakukan kerja, per kilogram fluida, pada sudu

$$\left. \begin{aligned} E_a &= \frac{2gc_1^2}{A} \text{ — untuk sudu pengarah;} \\ E_b &= \frac{2g\omega_2^2}{A} \text{ — untuk sudu-gerak;} \end{aligned} \right\} \quad (3-34)$$

c) kandungan energi fluida sebelum kaskada sudu per kilogram; yang tersedia untuk melakukan kerja

$$\left. \begin{aligned} E_{0a} &= \frac{2gc_{1f}^2}{A} \text{ — untuk sudu pengarah;} \\ E_{0b} &= \frac{2g\omega_{2f}^2}{A} \text{ — untuk sudu-gerak;} \end{aligned} \right\} \quad (3-35)$$

d) efisiensi teoretis sudu dan nosel kaskada sudu pengarah dan sudu-gerak

$$\left. \begin{aligned} \eta_n &= \frac{E_n}{E_{on}} = \frac{c_1^2}{c_{1f}^2} = \psi^2 \text{ — untuk sudu pengarah;} \\ \eta_b &= \frac{E_b}{E_{ob}} = \frac{\omega_2^2}{\omega_{2f}^2} = \psi^2 \text{ — untuk sudu-gerak;} \end{aligned} \right\} \quad (3-36)$$

e) kerugian energi relatif pada kaskada sudu

$$\left. \begin{aligned} \xi_n &= \frac{E_{on} - E_n}{E_{on}} = 1 - \psi^2 \text{ — untuk sudu pengarah;} \\ \xi_b &= \frac{E_{ob} - E_b}{E_{ob}} = 1 - \psi^2 \text{ — untuk sudu-gerak.} \end{aligned} \right\} \quad (3-37)$$

Massa alir fluida yang aktual melalui kaskada sudu diperoleh dari Persamaan (3-26) yang telah dialih-ragamkan (dimodifikasi) seperti berikut ini

$$\left. \begin{aligned} G_{an} &= \mu_n G_t = \frac{\gamma_1 c_1^* \sin \alpha_{1f}}{\gamma_{1f} c_{1f} \sin \alpha_1} \pi dl \gamma_{1f} \sin \alpha_1 = \\ &= \pi dl \gamma_1 c_1^* \sin \alpha_{1f} \text{ — untuk sudu pengarah;} \\ G_{ab} &= \mu_b G_t = \frac{\gamma_2 \omega_2^* \sin \beta_{2f}}{\gamma_{2f} \omega_{2f} \sin \beta_2} \pi dl'' \omega_{2f} \gamma_{2f} \sin \beta_2 = \\ &= \pi dl'' \gamma_2 \omega_2^* \sin \beta_{2f} \text{ — untuk sudu-gerak.} \end{aligned} \right\} \quad (3-38)$$

Dapat dianggap dengan ketelitian yang cukup bahwa $c_1^* \approx c_1$, $\alpha_{1f} \approx \alpha_1$, $\omega_2^* \approx \omega_2$ dan $\beta_{2f} \approx \beta_2$. Dengan mensubstitusikan nilai-nilai ini ke dalam Persamaan (3-38) akhirnya kita peroleh

$$\left. \begin{aligned} G_{an} &= \pi dl \gamma_1 c_1 \sin \alpha_1 \text{ — untuk sudu pengarah;} \\ G_{ab} &= \pi dl'' \gamma_2 \omega_2 \sin \beta_2 \text{ — untuk sudu-gerak.} \end{aligned} \right\} \quad (3-38a)$$

Bab Empat

PENENTUAN UKURAN-UKURAN NOSEL DAN SUDU

4.1. PENENTUAN UKURAN NOSEL

Bila uap dimasukkan ke dalam turbin melalui nosel yang ditempatkan pada seluruh bagian keliling turbin, dengan kata lain, uap dialirkan ke semua sudu yang berputar secara serempak, maka turbin yang demikian ini dikenal sebagai turbin dengan pemasukan penuh (full admission turbine). Di lain pihak, bila uap dimasukkan hanya pada sebagian dari kelilingnya, maka susunan yang demikian ini umumnya dikenal sebagai turbin dengan pemasukan parsial (partial admission turbine).

Hubungan antara panjang busur m yang ditempati oleh nosel dan kelilingnya πd dikenal sebagai derajat pemasukan parsial

$$\epsilon = \frac{m}{\pi d} = \frac{tz}{\pi d}, \quad (4.1)$$

di mana d — diameter rata-rata cakram yang bersudu;

t — jarak-bagi sudu-sudu pada diameter rata-rata;

z — jumlah laluan sudu.

Penampang sisi keluar susunan nosel konvergen dalam arah yang tegak lurus ke arah vektor kecepatan c_1 ditentukan sebagai berikut

$$f_1 = alz, \quad (4.2)$$

di mana a — lebar penampang sisi keluar (minimum) nosel;

l — tinggi nosel pada penampang sisi keluar;

z — jumlah laluan sudu.

Dari persamaan kontinuitas kita peroleh

$$G_1 v_1 = f_1 c_1, \quad (4.3)$$

di mana G_1 — massa alir uap melalui nosel, kg/detik;

v_1 — volume spesifik uap pada penampang sisi keluar, m^3/kg ;

c_1 — kecepatan aktual uap pada penampang nosel sisi keluar.

Dari Persamaan-persamaan (4-1), (4-2), dan (4-3), kita peroleh

$$G_1 v_1 = alzc, = t'z \sin \alpha_1 = \pi d \epsilon l c_1 \sin \alpha. \quad (4.4)$$

Dari persamaan yang terakhir kita peroleh

$$l = \frac{G_1 v_1}{\pi d \epsilon c_1 \sin \alpha_1} \quad (4.5)$$

dan

$$\epsilon = \frac{G_1 v_1}{\pi d l c_1 \sin \alpha_1}. \quad (4.6)$$

Persamaan-persamaan (4-5) dan (4-6) memungkinkan untuk menentukan ukuran-ukuran dasar sebuah nosel.

Karena semua besaran di dalam persamaan, kecuali l dan ϵ , diketahui dari perhitungan penurunan kalor, kita dapat menentukan l dengan mengandaikan sebarang ϵ dari Persamaan (4-5) atau dengan mengandaikan l , ϵ dapat ditentukan dari Persamaan (4-6). Seperti yang akan ditunjukkan kemudian, kerugian-kerugian energi pada nosel akan bertambah dengan berkurangnya tinggi nosel dan derajat pemasukan parsial (degree of partial admission). Jadi disarankan bahwa tinggi nosel l harus diambil tidak kurang dari 10 mm dan ϵ tidak kurang dari 0.2.

Untuk turbin dengan kapasitas yang lebih kecil ternyata bahwa pada kecepatan putar normal sebesar 3000 rpm, nilai-nilai l dan ϵ adalah kecil. Dalam hal-hal yang demikian, yakni, untuk turbin dengan kapasitas sampai 4000 kW adalah suatu hal yang biasa untuk memperbesar putaran sampai 6000 rpm atau lebih, sehingga diameter rata-rata rotor bertambah kecil untuk kecepatan keliling yang sama, yang akibatnya nilai-nilai l dan ϵ bertambah besar. Untuk turbin-turbin dengan kapasitas besar dengan sudu-sudu yang relatif besar, nilai derajat pemasukan parsial (degree of partial admission) dapat mencapai satu, sehingga

$$l = \frac{G_1 v_1}{\pi d c_1 \sin \alpha_1} \quad (4-7)$$

Untuk nosel-nosel konvergen-divergen, penampang minimum ditentukan menurut Persamaan (2-5b) dan tinggi sisi keluar nosel-nosel sesuai dengan Persamaan (4-7), yang nilai-nilai v_1 dan c_1 masing-masing adalah volume spesifik dan kecepatan uap pada penampang sisi keluar nosel.

Contoh 2-7. Carilah ukuran-ukuran nosel untuk turbin uap yang beroperasi pada $p_0 = 16,5$ ata, $t_0 = 295^\circ\text{C}$, $p_1 = 10$ ata dan massa alir uap $G_1 = 4$ kg/detik.

Kita andaikan $d = 800 \text{ mm}$, $\alpha_1 = 18^\circ$, $\eta = 0,95$.

Hubungan $p_1/p_0 = 10/16,5 = 0,606$ adalah lebih tinggi daripada nilai kritis, oleh sebab itu kita dapat mengandaikan pemakaian nosel konvergen untuk penurunan kalor tersebut; dari diagram $i-s$ kita peroleh

$$i_0 - i_{1t} = 72,1 - 695 = 27 \text{ kkal/kg.}$$

Kecepatan uap pada sisi keluar nosel akan menjadi

$$c_1 = 0,95 \times 91,5 \times 27 = 452 \text{ m/detik}$$

Kerugian kalor pada nosel akan menjadi

$$\begin{aligned} h_u &= \left(\frac{1}{\eta^2} - 1 \right) \frac{c_1^2}{8.378} = \left(\frac{1}{0,95^2} - 1 \right) \frac{452^2}{8.378} \\ &= 2,63 \text{ kkal/kg.} \end{aligned}$$

Dengan mengukur kerugian kalor ini pada diagram $i-s$ kita akan memperoleh nilai v_1 , volume spesifik uap pada sisi keluar nosel

$$v_1 = 0,232 \text{ m}^3/\text{kg.}$$

Dengan mengandaikan tinggi nosel sama dengan 10 mm, derajat pemasukan parsial ke tingkat turbin diperoleh dari Persamaan (4-6)

$$\epsilon = \frac{G_1 v_1}{\pi d l c_1 \sin \alpha_1} = \frac{4 \times 0,232}{3,14 \times 0,8 \times 0,01 \times 452 \times 0,309} = 0,265.$$

4.2. PENENTUAN TINGGI SUDU-GERAK

Tinggi sudu pada sisi masuk l'_1 (Gambar 4-1) sedikit dibuat lebih besar daripada tinggi nosel. Untuk sudu yang pendek, biasanya l'_1 dibuat lebih besar 2 sampai 4 mm daripada l . Untuk sudu yang lebih panjang, perbedaan antara l'_1 dan l dapat sebesar 4 mm atau lebih. Penampang sisi keluar sudu-gerak dalam arah yang tegak lurus terhadap arah aliran uap ditentukan dari persamaan

$$f_2 = \frac{G v_2}{\omega_2} \quad (4-8)$$

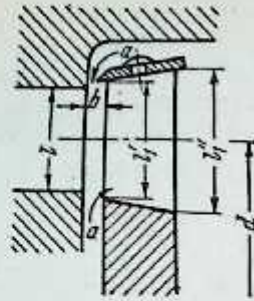
di mana v_2 — volume spesifik uap pada sisi keluar dari sudu-gerak, titik A_2 pada Gambar (2-2) dan (2-7). Penampang sisi keluar sudu pada bidang putar cakram akan menjadi

$$f_{2a} = \frac{f_2}{\sin \beta_2} = \frac{G v_2}{\omega_2 \sin \beta_2} \quad (4-9)$$

Pada waktu yang sama, nilai f_{2a} dapat dinyatakan dengan

$$f_{2a} = \frac{a_1 l'_1 \epsilon z_1}{\sin \beta_2} = l'_1 t_1 z_1 \epsilon = \pi d l'_1 \epsilon \quad (4-10)$$

¹Pada desain turbin, diameter tingkat dapat ditentukan baik dari penurunan kalor yang diketahui maupun diandaikan sedemikian sehingga sesuai dengan kondisi-kondisi pembikinan, yang dalam hal ini penurunan kalor dihitung sesuai dengan diameter yang diandaikan dan perbandingan $(u/c_1)_{opt}$.



Gambar 4-1. Tingkat turbin.

- di mana d — diameter rata-rata cakram tempat terpasangnya sudu gerak tersebut;
 a_1 — lebar penampang sisi keluar sudu-gerak;
 l_1 — jarak-bagi sudu pada diameter rata-rata;
 l_1'' — tinggi sisi keluar sudu-gerak;
 z_1 — jumlah sudu yang dipasang pada cakram yang berputar.

Dari Persamaan (4-9) dan (4-10), kita peroleh

$$l_1'' = \frac{G'_{12}}{\pi d r \omega_2 \sin \beta_2} \quad (4-11)$$

Bila uap dimasukkan ke seluruh keliling cakram, $e = 1$.
 Dari segitiga kecepatan (Gambar 2-6), kita peroleh

$$c_1 \sin \alpha_1 = c_{1a}; \quad \omega_2 \sin \beta_2 = c_{2a},$$

di mana c_{1a} dan c_{2a} adalah komponen-komponen kecepatan c_1 dan ω_2 sepanjang sumbu turbin.

Dengan mensubstitusikan nilai-nilai ini ke dalam Persamaan (4-5) dan (4-11) sebagai pengganti suku-suku c_1 dan ω_2 dan dengan membagi Persamaan (4-11) dengan Persamaan (4-5), kita peroleh hubungan

$$\frac{l_1''}{l} = \frac{v_2 c_{1a}}{v_1 c_{2a}}, \quad (4-12)$$

dari mana

$$l_1'' = l \frac{v_2 c_{1a}}{v_1 c_{2a}}. \quad (4-13)$$

Untuk turbin impuls murni, kita dapat memberikan nilai pendekatan

$$l_1'' = l \frac{c_{1a}}{c_{2a}}. \quad (4-14)$$

Dari segi penyempumaan bentuk (streamlining) bagian-bagian yang dilewati oleh aliran fluida (uap), perbedaan yang besar antara nilai-nilai l_1'' dan l tidak disukai.

Bab Lima

KERUGIAN ENERGI PADA TURBIN UAP

5.1. KLASIFIKASI KERUGIAN TURBIN

Pertambahan energi kalor yang dibutuhkan untuk melakukan kerja mekanis pada praktek aktual dibandingkan dengan nilai teoretis, yang proses ekspansinya terjadi benar-benar sesuai dengan proses adiabatik, dinamakan kerugian energi pada turbin. Pada suatu tingkat turbin, jumlah penurunan kalor yang benar-benar dikonversi menjadi kerja mekanis pada poros turbin adalah lebih kecil daripada nilai-nilai yang dihitung untuk tingkat turbin yang ideal. Kerugian mekanis, kebocoran uap melalui gland, dan lain-lain, membantu dalam memperbesar pengurangan kerja yang berguna yang dilakukan pada poros turbin. Semua kerugian yang timbul pada turbin aktual dapat dibagi menjadi beberapa kelompok:

(1) kerugian dalam, yaitu, kerugian yang berkaitan dengan kondisi-kondisi uap sewaktu uap tersebut mengalir melalui turbin;

(2) kerugian luar, yaitu, kerugian yang tidak mempengaruhi kondisi-kondisi uap.

Jenis-jenis kerugian berikut dapat diklasifikasikan ke dalam nama yang disebutkan pertama di atas:

kerugian pada katup-katup pengatur;

kerugian pada nosel (sudu pengarah);

kerugian kecepatan-keluar (kecepatan sisi keluar);

kerugian akibat gesekan cakram yang merupakan tempat pemasangan sudu-sudu dan kerugian pengadukan (windage);

kerugian akibat ruang bebas (clearance) antara rotor dan cakram-cakram sudu pengarah;

kerugian akibat kebasahan uap (wetness);

kerugian pada pemipaan buang (exhaust piping), dan lain-lain.

Ke dalam nama yang kedua, kerugian-kerugian yang berikut ini dapat dimasukkan:

kerugian mekanis;

kerugian akibat kebocoran uap dari perapat-perapat gland labirin.

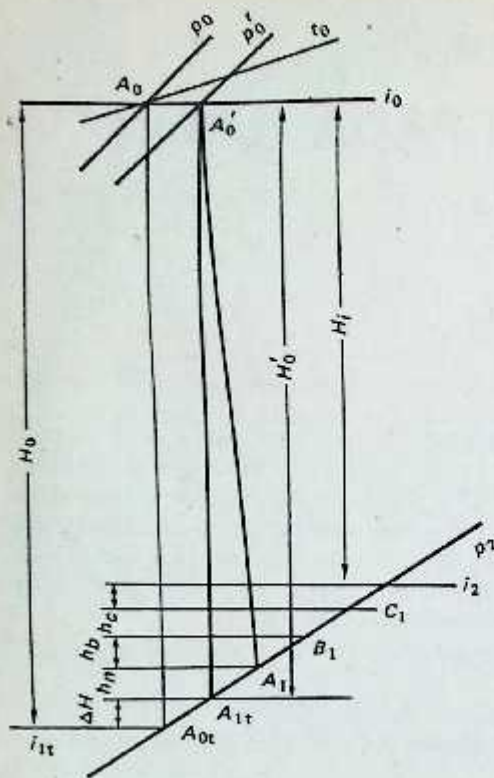
5.2. KERUGIAN PADA KATUP PENGATUR

Adalah suatu hal yang perlu bahwa uap sebelum masuk ke dalam turbin haruslah melalui katup penutup (stop valve) dan katup pengatur tanpa kecuali yang merupakan bagian terpadu turbin tersebut. Jadi, kondisi-kondisi uap sebelum masuk ke turbin langsung dikaitkan dengan kondisi-kondisi uap segar sebelum memasuki katup penutup (dan katup pengatur). Aliran uap melalui katup-katup penutup dan pengatur disertai oleh kerugian energi akibat proses pencekikan (throttling). Kita dapat mengandaikan bahwa selama proses pencekikan kandungan kalor total uap per kilogram akan tetap sama, dengan kata lain, $i_0 = \text{konstan}$.

Gambar 5-1 menunjukkan proses ekspansi uap melalui mekanisme pengatur beserta kerugian-kerugian yang lainnya yang diakibatkan oleh pencekikan (throttling); H_0 - nilai penurunan kalor yang diandaikan pada turbin. Disebabkan oleh proses pencekikan yang terjadi pada katup pengatur, penurunan kalor yang tersedia pada turbin akan berkurang dari H_0 menjadi H'_0 , dengan kata lain, ada kehilangan energi yang tersedia sebesar $H = H_0 - H'_0$.

Besarnya kerugian tekanan akibat pencekikan dengan katup pengatur terbuka lebar dapat diandaikan sebesar 5% dari tekanan uap segar p_0 .

Pada praktek turbin uap yang sekarang ini, telah memungkinkan untuk memperkecil kerugian tekanan ini sampai serendah 3% dan lebih di bawahnya lagi dengan pemakaian bentuk-bentuk katup pengatur



Gambar 5-1. Proses ekspansi uap melalui mekanisme pengatur beserta kerugian-kerugian akibat penckekikan.

yang baik (streamlined) pada tempat-tempat yang dialiri oleh uap. Untuk tujuan perancangan, kerugian tekanan

$$\Delta p_v = (0,03 - 0,05)p_0 \quad (5-1)$$

disarankan untuk mencakupkan pengaruh-pengaruh penckekikan pada katup pengatur.

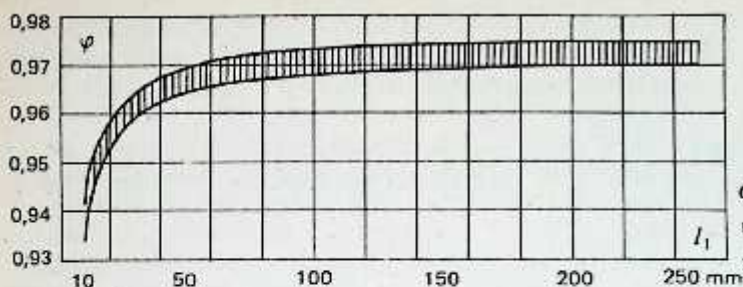
5.3. KERUGIAN PADA NOSEL

Kerugian-kerugian energi kinetik uap sewaktu mengalir melalui laluan-laluan nosel atau sudu pengarah adalah akibat kerugian energi uap sebelum memasuki nosel, tahanan gesek dinding-dinding nosel gesekan akibat viskositas partikel, penyimpangan aliran, penebalan lapisan batas, turbulensi pada olakan (kerugian olakan) dan kerugian-kerugian pada dinding atas dan bawah sudu (nosel), dan lain-lain.

Kerugian pada kecepatan uap yang keluar dari nosel telah dicakup oleh koefisien kecepatan ϕ . Besarnya koefisien kecepatan, seperti yang telah diperoleh dari penyelidikan-penyelidikan percobaan, pada dasarnya tergantung pada ukuran-ukuran nosel (panjang, tinggi dan kelengkungannya), kekasaran dinding dan kecepatan aliran, bentuk laluan-laluan sudu, dan lain-lain. Koefisien kecepatan sangat tergantung pada tinggi nosel, sangat berkurang dengan berkurangnya tinggi nosel. Koefisien kecepatan dapat diambil untuk nosel-nosel coran kasar, sama dengan 0,93 sampai 0,94, untuk nosel-nosel yang dicor dan dimesin sempurna 0,95 sampai 0,96 dan untuk nosel-nosel yang difrais halus 0,96 sampai 0,97. Sampai sekarang ini data lengkap mengenai pengaruh berbagai faktor seperti kecepatan uap rendah (kurang dari 200 m/detik), kecepatan uap tinggi (lebih dari 1000 m/detik) dan kondisi-kondisi uap, dan lain-lain, pada koefisien kecepatan ϕ belum tersedia.

Akan tetapi, untuk tujuan-tujuan perancangan, nilai-nilai koefisien kecepatan dapat diambil dari grafik yang ditunjukkan pada Gambar 5-2¹. Pada nosel-nosel konvergen-divergen, koefisien kecepatan tergantung pada kondisi ekspansi. Pada kondisi tekanan-lawan yang lebih besar daripada nilai-nilai yang di-

¹ Grafik ini diambil dari buku, *Steam Turbine Operation at Variable Load*, oleh G.S. Samoilovich dan B.M. Tsyanosky, Moscow, 1953.



Gambar 5-2. Koefisien kecepatan ϕ untuk nosel-nosel konvergen sebagai fungsi tinggi nosel l_1 .

desain, bila gelombang kejut terjadi di dalam aliran, koefisien kecepatan ϕ akan berkurang yang mengakibatkan membesarnya kerugian. Jadi dalam keadaan yang demikian disarankan untuk mengandaikan nilai koefisien kecepatan cukup rendah daripada yang biasa. Kerugian energi pada nosel ditentukan sesuai dengan Persamaan (2-8a). Semua energi yang dipakai pada proses ekspansi yang terjadi dalam batas bagian sisi keluar nosel yang miring dianggap sebagai kerugian energi.

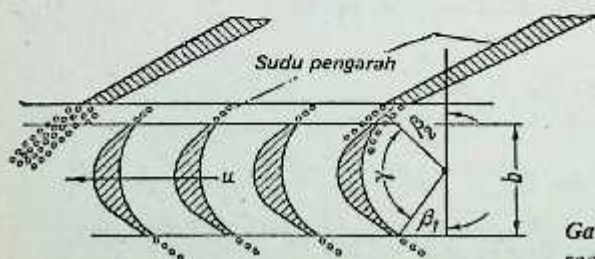
5.4. KERUGIAN PADA SUDU-GERAK

Kerugian pada sudu-gerak disebabkan oleh berbagai faktor. Telah ditunjukkan pada Pasal 2-5 dan 2-6 bahwa kerugian total pada sudu telah dicakup oleh koefisien kecepatan ψ . Kerugian total terdiri dari kerugian-kerugian yang berikut ini:

1. **Kerugian akibat olakan pada ujung belakang sudu.** Uap yang keluar dari sisi keluar nosel memasuki ruang melingkar yang ada di antara barisan nosel dan sudu-gerak. Pada sisi keluar nosel, aliran uap adalah dalam bentuk semburan yang terpisah. Semburan-semburan ini sesudah meninggalkan dinding-dinding nosel akan bercampur satu dengan yang lain dan membentuk satu aliran yang homogen, dengan akibat terbentuknya pusaran. Jadi agaknya ada kerugian akibat turbulensi pada aliran uap sewaktu meninggalkan sisi keluar nosel. Kerugian ini dikenal sebagai kerugian keluar (leaving losses) atau kerugian olakan (Gambar 5-3). Seperti telah ditekankan sebelumnya, kerugian olakan ini akan mempengaruhi besar koefisien kecepatan ψ dan, selanjutnya, merupakan hal yang mengacaukan keseragaman aliran sebelum memasuki sudu-gerak yang menyebabkan kerugian pada sudu-gerak (kerugian yang disebabkan oleh sifat aliran yang periodik). Kerugian ini tergantung pada tebal ujung-ujung belakang nosel (sudu pengarah).

2. **Kerugian akibat tubrukan.** Uap, sebelum memasuki laluan-laluan sudu-gerak, bertemu dengan ujung depan profil-profil sudu, yang dengan adanya ini akan menyebabkan kekacauan pada aliran yang selanjutnya akan mengakibatkan kerugian energi. Kerugian ini tergantung pada bentuk profil sudu pada sisi masuk.

3. **Kerugian akibat kebocoran uap melalui ruang melingkar b antara stator dan selubung (Gambar 4-1).** Untuk setiap tingkat mesin-mesin turbo, ada kebocoran uap yang tidak dapat dihindari melalui ruang b yang ditunjukkan pada Gambar 4-1, yang membawa aliran tak-produktif sepanjang pembangkitan momen gaya (torque) mekanis pada rotor tersebut yang dimaksudkan, yang dengan demikian akan menambah kerugian. Untuk menghindari kerugian ini biasanya tinggi sudu-gerak dibuat sedikit lebih tinggi daripada tinggi nosel (sudu pengarah) sisi keluar. Pertambahan tinggi sudu-gerak ini mengakibatkan tidak seluruh laluan sudu terisi oleh uap, yang mengakibatkan terjadinya kevakuman parsial pada ruang-



Gambar 5-3. Penggambaran kerugian pada sudu-gerak secara diagram.

an melingkar yang ada di antara cakram sudu-gerak dan diam yang selanjutnya akan mengisap uap dan ruangan melingkar tersebut ke dalam sudu-gerak seperti yang ditunjukkan oleh tanda panah a pada Gambar 4-1. Pengaruh negatif pengisapan ini dapat dikurangi dengan jalan memakai perapat-perapat labirin dan memperbesar nilai derajat reaksi.

Akan tetapi, pembesaran nilai derajat reaksi akan menyebabkan pembalikan arah aliran uap melalui celah yang ada di antara stator dan selubung sudu gerak, yang dengan demikian akan menyebabkan kebocoran yang lebih lanjut.

4. **Kerugian akibat gesekan.** Uap sewaktu mengalir melalui laluan-laluan nosel atau sudu akan mengalami tahanan gesek pada alirannya sepanjang dinding nosel, yang untuk melawan tahanan ini sebagian kandungan energi dilepaskan. Kerugian akibat gesekan tergantung pada panjang dinding nosel, yakni busur b , dan juga pada sifat dinding itu sendiri: kasar, mulus, dan lain-lain.

5. **Kerugian akibat pembelokan semburan pada sudu.** Kerugian ini diakibatkan oleh saling bergeseknya partikel-partikel uap yang disebabkan oleh perbedaan panjang laluan yang dilaluinya sebagai akibat dari lengkungan permukaan sudu yang dilaluinya. Telah terbukti dari pengamatan-pengamatan percobaan bahwa aliran sekunder akan terjadi, dengan kata lain, ada turbulensi, yang sangat mempengaruhi efisiensi dan menambah kerugian. Kerugian akibat pembelokan uap pada sudu tergantung pada sudut pembelokan $\nu = 180 - (\beta_1 + \beta_2)$ (Gambar 5-3). Dengan membesarnya nilai sudut ν dengan kata lain, dengan mengecilnya sudut β_1 dan β_2 , kerugian bertambah dengan cepat dan akhirnya sangat berpengaruh dibandingkan dengan kerugian-kerugian lainnya.

6. **Kerugian akibat penyelubungan.** Perbedaan antara tinggi l dan l' (Gambar 4-1) akan mempengaruhi keseragaman aliran pada sisi masuk ke nosel dan, sebagaimana biasanya, akan menyebabkan penebalan lapisan batas dan akan mengakibatkan pertambahan kerugian. Akan tetapi, pengaruh penyelubungan pada kerugian sudu belum diselidiki secara sistematis hingga saat ini.

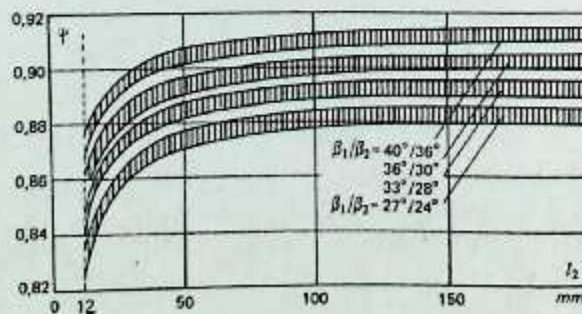
Kerugian-kerugian yang disebutkan di atas belumlah mencakup semua jenis kerugian yang terjadi pada sistem sudu atau nosel turbin, atau secara lengkap menerangkan fenomena fisis yang terjadi pada nosel sewaktu terjadi aliran uap atau fluida melalui sistem nosel atau sudu.

Kerugian total yang terjadi akibat faktor-faktor yang disebutkan di atas juga tergantung pada kecepatan uap w , tinggi sudu dan derajat reaksi. Semua faktor yang telah disebutkan di atas yang membantu dalam memperbesar kerugian tercakup dalam koefisien kecepatan ψ . Untuk mendapatkan gagasan tentang kerugian-kerugian ini, kita dapat memakai grafik yang ditunjukkan oleh Gambar 5-4. Kerugian energi, dalam satuan kalor, ditentukan dari Persamaan-persamaan (2-20a) dan (2-27a). Untuk mengukur kerugian pada sudu-gerak adalah sangat perlu untuk memilih ukuran-ukuran sudu yang semestinya, yakni, jarak-bagi t_1 , jari-jari kelengkungan r , profil sudu itu sendiri, sudut masuk β_1 dan sudut keluar β_2 (Gambar 5-3). Menurut Brillling, jarak-bagi sudu yang paling menguntungkan adalah

$$t_1 = \frac{r}{\sin \beta_1 + \sin \beta_2} \quad (5-2)$$

5.5. KERUGIAN AKIBAT KECEPATAN-KELUAR (CARRY-OVER)

Uap meninggalkan sisi keluar sudu gerak dengan kecepatan mutlak c_2 . Pada turbin nekatingkat (multi-stage), energi kecepatan uap yang keluar dapat dipakai sebagai atau seluruhnya pada tingkat-



Gambar 5-4. Koefisien kecepatan ψ untuk sudu-gerak turbin impuls untuk berbagai panjang l' dan profil sudu.

tingkat yang berikutnya. Untuk dapat memanfaatkan energi yang ekuivalen dengan energi kecepatan uap yang keluar dari sudu, adalah suatu hal yang perlu untuk mempertahankan celah yang ada di antara sudu-sudu tingkat sebelumnya dan nosel-nosel berikutnya sesempit mungkin.

Bila ruangan antara sudu-sudu gerak tingkat yang sebelumnya dan nosel-nosel tingkat yang berikutnya itu besar, energi kecepatan uap yang keluar tidak akan berubah sama sekali menjadi kerja, seperti halnya pada tingkat impuls (pengatur) yang pertama turbin seperti ditunjukkan pada Gambar 1-8, pada tingkat sebelum ruangan penercepatan uap (Gambar 1-4), bila diameter kedua tingkat yang bersebelahan itu agak berbeda (Gambar 7-8), dan pada tingkat akhir turbin. Besarnya kerugian energi yang diakibatkan oleh kecepatan-keluar itu dalam satuan kalor diberikan oleh persamaan

$$h_e = A \frac{c_2^2}{2g} = \frac{c^2}{8.378} \text{ [kkal/kg]}. \quad (5-3)$$

Kerugian akibat kecepatan-keluar h_e akan memperbesar kandungan kalor uap yang keluar. Kerugian ini ditambahkan pada diagram $i-s$ sesudah kerugian-kerugian nosel dan sudu (Gambar 5-1) atau, dengan kata lain, sesudah kerugian-kerugian dalam (internal) pada tingkat yang berikutnya. Kerugian yang diakibatkan oleh kecepatan-keluar uap pada tingkat terakhir turbin kapasitas kecil dan menengah pada kevakuman yang tidak terlalu tinggi, tidak melebihi 1 sampai 2% dari penurunan kalor pada turbin. Untuk turbin dengan kapasitas besar dan untuk turbin yang beroperasi pada kevakuman yang tinggi, kerugian ini dapat mencapai 3-4%, bahkan lebih besar lagi.

5.6. KERUGIAN AKIBAT GESEKAN CAKRAM DAN PENGADUKAN

Kerugian-gesek terjadi di antara cakram turbin yang berputar dan uap yang menyelubunginya. Cakram yang berputar itu menarik partikel-partikel yang ada di dekat permukaannya dan memberinya gaya-gaya yang searah dengan putarannya. Sejumlah kerja mekanis digunakan untuk mengatasi pengaruh gesekan dan pemberian percepatan ini. Kerja yang digunakan untuk melawan gesekan dan percepatan partikel-partikel uap ini pun akan dikonversi menjadi kalor, jadi akan memperbesar kandungan kalor uap. Dalam hal pemasukan parsial (partial admission), terjadi turbulensi yang besar sepanjang busur yang tidak dialiri uap. Turbulensi ini akan menyebabkan kerugian pengadukan yang pada dasarnya terdiri dari: gesekan dan tumbukan uap pada sudu, pemasukan uap yang berganti-ganti ke dalam sudu-gerak bila turbin tersebut adalah dari jenis pemasukan parsial. Di samping itu, bila ada pemasukan uap parsial, hanya bagian cakram rotor sudu-gerak saja, yang pada saat itu berada di depan nosel, yang diisi oleh uap yang masuk, sedangkan laluan-laluan sudu yang selebihnya diisi oleh uap yang sudah dipakai. Bila bagian ini kemudian berada di depan susunan nosel, sebagian energi kinetik uap yang masuk akan digunakan untuk menyingkirkan uap yang sudah dipakai tersebut. Kerugian energi untuk maksud yang dijelaskan di atas dikenal sebagai kerugian pembilasan. Semua kerugian ini akan menyebabkan penambahan kandungan kalor uap. Untuk menentukan besarnya kerugian ini, dapat dipakai rumus empiris yang diberikan oleh Stodola:

$$N_{\text{angin}} = \lambda [1,07 d^2 + 0,61 z (1 - \varepsilon) d l_1^{0,5}] \times \frac{u^2}{10^6} \gamma \text{ [kW]}, \quad (5-4)$$

di mana N_{angin} — daya yang hilang dalam mengatasi gesekan dan ventilasi (kerugian pengadukan);

λ — koefisien yang biasanya diambil sama dengan satu untuk udara dan uap panas-lanjut temperatur tinggi (menurut Levitsky), untuk uap panas-lanjut biasa antara 1,1 dan 1,2, untuk uap jenuh sama dengan 1,3;

d — diameter cakram yang diukur pada tinggi rata-rata sudu, dalam meter;

z — jumlah tingkat kecepatan pada cakram;

ε — derajat pemasukan uap parsial;

l_1 — tinggi sudu, dalam cm;

u — kecepatan keliling pada diameter rata-rata, dalam m/detik;

γ — bobot spesifik uap di dalam mana cakram tersebut berputar, dalam kg/m³

¹ Untuk cakram-cakram dua atau tiga-baris, dipakai tinggi sudu rata-rata untuk suku l_1 pada Persamaan (5-4).

Penentuan daya gesekan dan ventilasi cakram N_{angin} sering dilakukan dengan memakai rumus Forner seperti yang berikut ini

$$N_{\text{angin}} = \beta \times 10^{-10} d^4 n^3 l_1 \gamma \quad [\text{kW}] \quad (5-4a)$$

di mana n – putaran turbin, dalam rpm;

β – koefisien yang sama dengan 1,76 untuk cakram baris tunggal, 2,06 untuk cakram baris ganda dan 2,80 untuk cakram tiga-baris.

Kerugian akibat gesekan cakra dan ventilasi dalam satuan kalor dapat ditentukan dari persamaan berikut

$$h_{\text{angin}} = \frac{102 N_{\text{angin}}}{427 G} \quad [\text{kcal/kg}] \quad (5-5)$$

di mana G – massa alir uap melalui tingkat turbin.

h_{angin} – ekivalensi termal kerja yang digunakan untuk mengatasi gesekan dan kerugian pengaliran.

Kerugian akibat gesekan cakram dan ventilasi ditunjukkan pada diagram $i-s$ seperti halnya dengan kerugian-kerugian lain h_n , h_b dan h_e (Gambar 5-1).

Nilai h_{angin} agak besar pada cakram-cakram yang mempunyai dua atau tiga baris cakram dengan pemasukan uap parsial pada tekanan yang tinggi. Untuk tingkat-tingkat yang beroperasi pada tekanan yang rendah dan dengan pemasukan uap penuh (full steam admission), besarnya h_{angin} ini tidak begitu penting, dan dapat diabaikan untuk tingkat akhir turbin kondensasi. Dalam hal turbin reaksi, dengan tidak adanya cakram-cakram nosel dan dengan pemasukan uap penuh, kerugian akibat gesekan cakram dan ventilasi dapat diabaikan, yang karena konstruksinya jenis drum, kerugian-kerugiannya sangat kecil.

5.7. KERUGIAN RUANG BEBAS

a) Turbin Impuls

Tingkat tekanan turbin impuls ditunjukkan pada Gambar 5-5a. Ada perbedaan tekanan di antara kedua sisi cakram nosel yang dipasang pada stator turbin, sebagai akibat ekspansi uap di dalam nosel. Diafragma yang mempunyai sudu-sudu gerak adalah dalam keadaan berputar, sementara cakram-cakram nosel diam sehingga selalu ada ruang bebas yang sempit di antara cakram-cakram putar dan diam. Sebagai akibat perbedaan tekanan di antara kedua sisi diafragma yang mempunyai sudu-sudu gerak itu terjadi aliran uap melalui ruang bebas ini. Aliran uap ini akan memperkecil energi yang tersedia untuk dikonversi menjadi kerja mekanis. Kebocoran uap melalui ruang bebas ini akan membantu dalam memperbesar kandungan kalor uap yang meninggalkan tingkat tersebut dan dapat disebutkan sebagai suatu kerugian dan dapat diperhitungkan pada diagram $i-s$. Untuk mengurangi kebocoran uap ini, dari satu sisi cakram ke sisi lainnya dipakai perapat labirin (Gambar 5-5b).

Kerugian energi akibat kebocoran uap melalui ruang bebas itu dapat ditentukan dari rumus berikut

$$G_{\text{kebocoran}} (i_0 - i_2) \quad (5-6)$$

di mana $G_{\text{kebocoran}}$ – massa alir uap melalui ruang bebas, kg/detik;

i_0 – kandungan kalor uap sebelum diafragma;

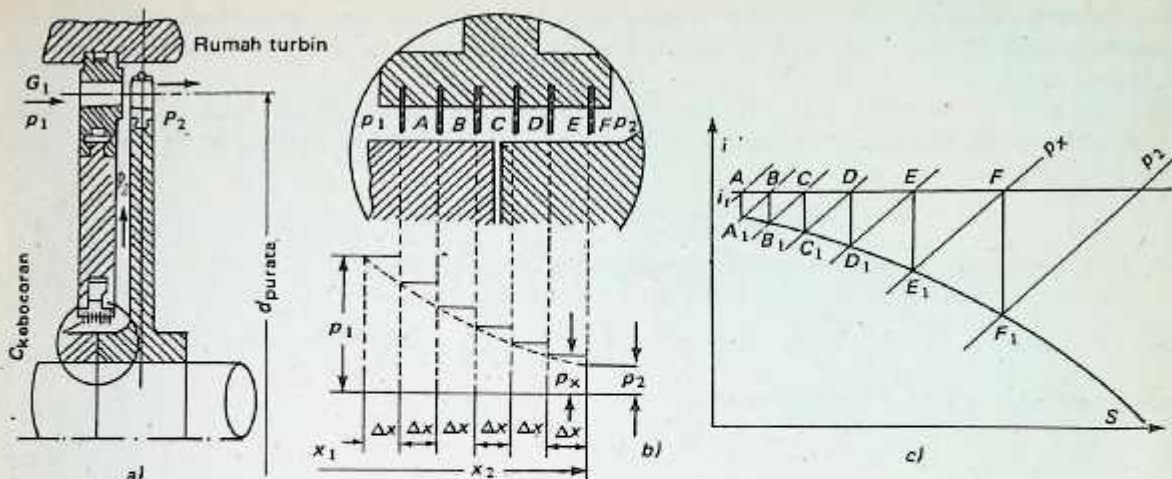
i_2 – kandungan kalor uap sesudah diafragma sudu-gerak dengan memperhitungkan semua kerugian kecuali kerugian akibat kebocoran.

Kerugian kandungan kalor untuk melakukan kerja yang bermanfaat pada satu tingkat akibat kebocoran ditentukan dari hubungan

$$h_{\text{kebocoran}} = \frac{G_{\text{kebocoran}}}{G} (i_0 - i_2) \quad [\text{kcal/kg}] \quad (5-7)$$

di mana G – adalah massa alir uap melalui tingkat turbin tersebut, kg/detik.

Kerugian ini, $h_{\text{kebocoran}}$, dicakup juga pada diagram $i-s$. Semua besaran yang muncul dalam Persamaan 5-7, kecuali $G_{\text{kebocoran}}$, sudah diketahui dari perhitungan-perhitungan penurunan kalor tingkat turbin tersebut. Besaran $G_{\text{kebocoran}}$ dicari seperti berikut ini. Gambar 5-5b, menunjukkan proses penurunan



Gambar 5-5. Tingkat tekanan pada turbin impuls

kalor pada perapat labirin untuk diafragma. Tekanan sebelum melewati diafragma adalah sama dengan p_1 dan tekanan sesudah cakram yang mempunyai sudu-sudu gerak adalah p_2 . Oleh sebab itu, seluruh penurunan tekanan yang terjadi pada perapat labirin dari p_1 hingga ke p_2 (untuk tingkat impuls murni) didistribusikan di antara ruang-ruang A, B, C, D, E , dan F . Penurunan tekanan terjadi pada setiap ruang melingkar antara perapat labirin dan poros. Pada celah yang pertama, tekanan turun menjadi p' . Kecepatan uap c , sebagai akibat ekspansi uap di dalam celah labirin, seluruhnya hilang di dalam ruang A disebabkan oleh terbentuknya pusaran dan benturan pada dinding-dinding ruang tersebut. Sebagai akibatnya, penurunan kalor yang telah terjadi selama ekspansi dikembalikan lagi ke uap seperti nilai semula.

Pada celah yang berikutnya, tekanan sekali lagi mengalami penurunan dari p' ke p'' . Di sini pun kecepatan uap c yang terjadi dari ekspansi uap di dalam celah labirin hilang di ruang B yang berikutnya yang selama proses tersebut kandungan kalor dikembalikan lagi ke nilai awalnya. Proses yang sama akan terjadi di dalam semua ruang perapat labirin selanjutnya. Sesudah ruang perapat labirin yang terakhir, tekanan turun menjadi p_2 , sementara kandungan kalor naik menjadi i_0 sebagai akibat adanya kerugian. Dalam hal di atas, kalor yang hilang melalui poros turbin akibat terjadinya konduksi telah diabaikan.

Gambar 5-5c, menunjukkan bagian diagram $i-s$ untuk pengembalian penurunan kalor pada perapat labirin. Ekspansi adiabatik yang terjadi di dalam celah-celah labirin ditunjukkan oleh garis-garis AA_1, BB_1, CC_1 , dan seterusnya. Garis-garis A_1B, B_1C, C_1D , dan seterusnya (garis-garis tekanan konstan) menunjukkan proses pengembalian kalor akibat hilangnya kecepatan uap di dalam ruang-ruang labirin.

Dari persamaan kontinuitas, kita dapat menuliskan untuk setiap celah labirin persamaan yang berikut ini

$$G_{\text{kebocoran}} v = f_s c, \tag{5-8}$$

di mana v — volume uap spesifik di dalam celah-celah labirin (pada titik-titik A_1, B_1, C_1 , dan lain-lain), dalam m^3/detik

c — kecepatan uap di dalam celah akibat ekspansi adiabatik dalam m/detik ;

$f_s = \pi ds$ — luasan celah melingkar, m^2 ;

s — lebar celah.

Oleh karena massa uap yang sama mengalir melalui celah-celah labirin dan karena luasan-luasan ruang melingkar untuk semua celah labirin adalah sama, kita dapat menulis

$$\frac{c}{v} = \frac{G_{\text{kebocoran}}}{f_s} = \text{konstan.} \tag{5-9}$$

Persamaan ini adalah persamaan yang mendekati untuk perapat-perapat labirin dari berbagai diameter.

Dengan terjadinya ekspansi uap di dalam celah-celah, volume spesifiknya akan terus-menerus bertambah besar. Oleh sebab itu untuk mempertahankan kondisi-kondisi yang diberikan oleh Persamaan (5-9), kecepatan uap c haruslah bertambah dari satu celah ke celah yang lain, dengan kata lain, penurunan kalor harus terus-menerus bertambah besar untuk setiap celah yang berikutnya (Gambar 5-5c).

Sewaktu mendesain perapat-perapat labirin, kedua hal berikut ini harus tetap diingat: (1) kecepatan uap pada celah labirin yang terakhir adalah lebih rendah dari kecepatan kritis dan (2) kecepatan ini adalah sama dengan kecepatan kritis.

Untuk perbedaan tekanan $p' - p''$ yang kecil di antara kedua sisi sekat labirin ini (pada kecepatan yang lebih rendah daripada kecepatan kritis), kecepatan uap di dalam celah melingkar itu dapat ditentukan dari persamaan¹

$$c = 100 \sqrt{2g(p' - p'')} v, \quad (5-10)$$

di mana v —volume uap spesifik rata-rata di antara kedua tekanan p' dan p'' .

Jumlah uap yang mengalir melalui celah ditentukan dari persamaan

$$G_{\text{kebocoran}} = \frac{f_s c}{v} = 100 f_s \sqrt{2g \frac{p' - p''}{v}}. \quad (5-11)$$

Persamaan ini selanjutnya dapat dinyatakan dalam cara yang berikut

$$\frac{p' - p''}{v} = \frac{1}{2g} \left(\frac{G_{\text{kebocoran}}}{100 f_s} \right)^2. \quad (5-12)$$

Karena semua titik yang memberikan karakteristik uap pada setiap ruang labirin terletak pada garis $i_1 = \text{konstan}$ (Gambar 5-5c), perubahan-perubahan pada kondisi uap di dalam labirin dapat dianggap menuruti hukum gas

$$\rho_1 v_1 = \rho v = \text{konstan} = B; \text{ dari mana } v = \frac{B}{\rho}, \quad (5-13)$$

di mana B adalah konstanta.

Dengan mensubstitusikan B/ρ ke dalam suku v pada Persamaan (5-12), kita peroleh

$$(p' - p'') \rho = \frac{B}{2g} \left(\frac{G_{\text{kebocoran}}}{100 f_s} \right)^2. \quad (5-14)$$

Bila kita tandai perubahan tekanan $p' - p''$ dengan $-\Delta p$ ($p' - p'' = -\Delta p$) dan dengan membagi kedua sisi persamaan ini dengan Δx (Gambar 5-5), kita peroleh

$$-\frac{\Delta p}{\Delta x} \rho = \frac{BG_{\text{kebocoran}}^2}{2g \times 100^2 f_s^2} \times \frac{1}{\Delta x} = \frac{a}{\Delta x}, \quad (5-15)$$

di mana $a = \frac{BG_{\text{kebocoran}}^2}{2g \times 100^2 f_s^2}$

Untuk perbedaan tekanan yang kecil dapat dianggap, dengan ketelitian yang cukup, bahwa

$$\frac{\Delta p}{\Delta x} = \frac{dp}{dx}.$$

Sehingga Persamaan (5-15) sekarang menjadi

$$-\rho \frac{dp}{dx} = \frac{a}{\Delta x}, \text{ atau } -\rho dp = \frac{a}{\Delta x} dx. \quad (5-16)$$

Dengan mengintegrasikan persamaan yang terakhir ini antara batas-batas p_1 dan p_2 dan x_1 dan x_2 (Gambar 5-5b), kita peroleh

$$\rho_1^2 - \rho_2^2 = 2a \frac{x_2 - x_1}{\Delta x}. \quad (5-17)$$

Dari Gambar 5-5b ternyata bahwa $\frac{x_2 - x_1}{\Delta x}$ merupakan jumlah ruang-ruang labirin z . Jadi dengan memperhatikan hubungan yang disebutkan terakhir ini dan dengan mensubstitusikan nilai-nilai B dan a dari Persamaan (5-13), (5-15) dan (5-17), akhirnya kita peroleh

¹ p' dan p'' di sini dinyatakan dalam kg/cm^2 .

$$G_{\text{kebocoran}} = 100 f_s \sqrt{\frac{g(\rho_1^2 - \rho_x^2)}{z \rho_1 v_1}} \quad (5-18)$$

Jika kecepatan uap mencapai nilai kritis pada ruang perapat labirin yang terakhir, massa alir uap melalui ruang tersebut (dan karenanya juga melalui semua ruang labirin) dapat ditentukan menurut persamaan

$$G_{\text{kebocoran}} = 203 f_s \sqrt{\frac{p_x}{v_x}} = 203 f_s \sqrt{\frac{p_x^2}{\rho_1 v_1}} \quad (5-19)$$

di mana p_x dan v_x —tekanan dan volume spesifik uap di dalam ruang yang terakhir (kg/cm^2 dan m^3/kg).

Massa alir uap melalui ruang-ruang labirin ($z - 1$) sebelumnya ditentukan menurut Persamaan (5-18) sebagai

$$G_{\text{kebocoran}} = 100 f_s \sqrt{\frac{g(\rho_1^2 - \rho_x^2)}{(z-1) \rho_1 v_1}} \quad (5-20)$$

Dengan menyamakan sisi-sisi kanan Persamaan (5-19) dan (5-20), kita peroleh

$$2,03^2 \rho_x^2 = \frac{g}{z-1} (\rho_1^2 - \rho_x^2),$$

dari mana

$$\rho_x^2 = \frac{g \rho_1^2}{2,03^2 (z-1) + g} \quad (5-21)$$

Dengan mensubstitusikan nilai ρ_x^2 dari Persamaan (5-21) ke dalam Persamaan (5-19)

$$\begin{aligned} G_{\text{kebocoran}} &= 203 f_s \sqrt{\frac{g \rho_1^2}{[2,03^2 (z-1) + g] \rho_1 v_1}} = \\ &= 100 f_s \sqrt{\frac{g}{z+1,5} \times \frac{\rho_1}{v_1}} \end{aligned} \quad (5-22)$$

Tekanan kritis uap di dalam ruang labirin yang terakhir haruslah ditentukan terlebih dahulu agar dapat memutuskan persamaan mana dari kedua Persamaan (5-19) dan (5-22) yang dipakai untuk pendesainan labirin.

Untuk uap panas lanjut $p_{kr} \approx 0,55 p_x$.

Dengan mensubstitusikan nilai ini ke dalam suku p_x pada Persamaan (5-21), kita peroleh

$$p_{kr} = 0,55 p_1 \sqrt{\frac{\frac{g}{2,03^2}}{z-1 + \frac{g}{2,03^2}}} = \frac{0,85 p_1}{\sqrt{z+1,5}} \quad (5-23)$$

Jika tekanan-tekanan p_1 , p_2 dan jumlah ruang labirin z telah diketahui, kerugian-kerugian kebocoran dapat ditentukan seperti berikut ini.

Jika nilai tekanan kritis yang diperoleh dari Persamaan (5-23) lebih rendah dari p_2 , maka kecepatan uap di dalam labirin yang terakhir adalah lebih rendah daripada kecepatan kritis dan massa alir kebocoran uap $G_{\text{kebocoran}}$ harus ditentukan dari Persamaan (5-18). Jika sebaliknya, p_{kr} adalah lebih tinggi daripada p_2 , maka kecepatan uap di dalam labirin yang terakhir akan lebih tinggi daripada kecepatan kritis dan, karenanya, semua perhitungan harus didasarkan pada Persamaan (5-22).

Contoh 5-1. Tentukanlah jumlah kebocoran uap yang terjadi pada perapat labirin untuk tingkat turbin jika kondisi-kondisi uap sebelum diafragma adalah $p_1 = 10$ ata dan $t_1 = 260^\circ\text{C}$. Tekanan sesudah diafragma $p_2 = 5$ ata; jumlah ruang labirin $z = 5$. Diameter cakram untuk tingkat tersebut adalah $d = 350$ mm. Ruang bebas antara labirin dan sekatskat labirin adalah $s = 0,3$ mm. Volume spesifik uap untuk kondisi-kondisi sebelum diafragma adalah $v_1 = 0,2427 \text{ m}^3/\text{kg}$ (dari tabel uap).

Luasan melingkar untuk aliran uap

$$f_s = \pi ds = \pi \times 0,35 \times 0,0003 = 0,00033 \text{ m}^2.$$

Tekanan kritis uap di dalam ruang labirin yang ke lima tersebut akan menjadi

$$p_{kr} = \frac{0,85 \times 10}{\sqrt{5+1,5}} = 0,32 \text{ ata.}$$

Karena $p_{kr} < p_2$, kecepatan uap di dalam labirin terakhir akan lebih rendah daripada kecepatan kritis dan kebocoran uap akan ditentukan dengan menggunakan Persamaan (5-18)

$$G_{\text{kebocoran}} = 100 \times 0,00033 \times \sqrt{\frac{9,81 (10^2 - 5^2)}{5 \times 10 \times 0,2427}} = 0,003 \times \\ \times 7,8 = 0,257 \text{ kg/detik.}$$

b) Kerugian pada Turbin Reaksi

Gambar 5-6 menunjukkan sketsa tingkat turbin reaksi. Pada turbin reaksi, sudu pengarah (tetap) langsung dipasang pada stator turbin sementara sudu-gerak dipasang pada drum atau rotor.

Jadi baik antara sudu-gerak dan rotor maupun antara sudu-gerak dan stator turbin akan terbentuk celah yang sempit. Besarnya celah δ_r ini dipilih sedemikian sehingga selama pengoperasian turbin, sudu-sudu turbin baik yang bergerak maupun yang tetap tidak mengikis stator maupun rotor. Karena penurunan tekanan terjadi baik pada sudu-gerak maupun sudu tetap, akan terjadi kebocoran uap dari antara celah radial δ_r . Uap bocoran ini dianggap hilang jika ditinjau dari segi pengkonversian energi kalor menjadi kerja mekanis.

Kerugian kalor melalui ruang bebas radial kira-kira dapat ditentukan dari persamaan¹

$$h_{\text{kebocoran}} = \frac{\delta_r}{l \sin \alpha_1} (i_0 - i_2) \quad (5-24)$$

di mana α_1 – sudut yang dibentuk oleh semburan uap terhadap sumbu turbin (untuk sudu pengarah) dalam derajat;

δ_r – lebar ruang bebas, dalam mm;

l – tinggi sudu-sudu pengarah dalam mm;

i_0 – kandungan kalor uap sebelum sudu pengarah, dalam kkal/kg;

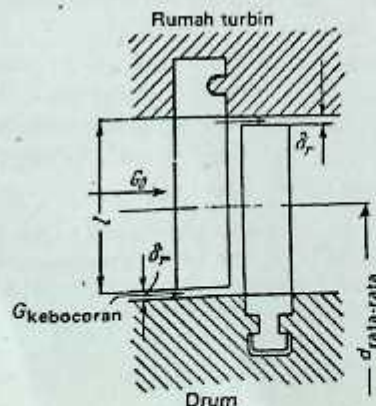
i_2 – kandungan kalor uap sesudah sudu-gerak dengan memperhatikan semua kerugian kecuali kerugian yang diakibatkan kebocoran uap melalui ruang bebas radial, dalam kkal/kg

Kerugian kalor dapat juga ditentukan dari rumus empiris yang diberikan oleh Andekhoob

$$h_{\text{kebocoran}} = 1,72 \frac{\delta_r^{1,4}}{l} h_0 \quad (5-24a)$$

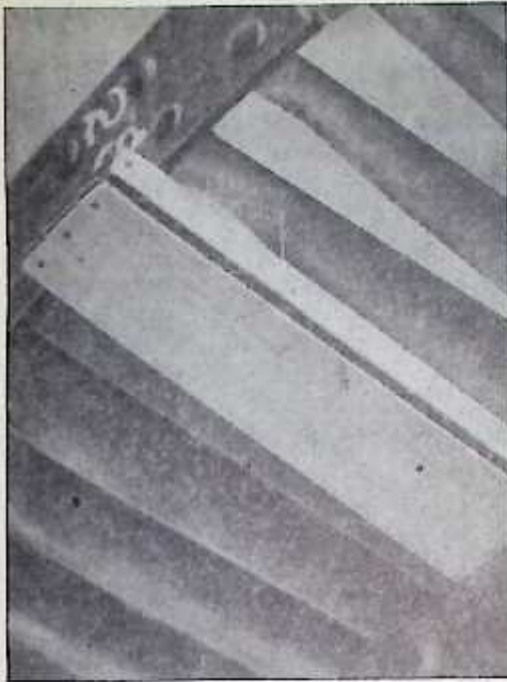
5.8. KERUGIAN AKIBAT KEBASAHAN UAP

Dalam hal turbin kondensasi, beberapa tingkat yang terakhir biasanya beroperasi pada kondisi-kondisi pada mana uap dalam keadaan basah yang menyebabkan terbentuknya tetesan air yang halus. Tetesan air ini oleh pengaruh gaya sentrifugal akan terlempar ke arah periferi (keliling). Pada saat yang



Gambar 5-6. Tingkat turbin reaksi.

¹Karena membuat $\alpha_1 = \beta_2$ adalah suatu hal yang biasa untuk tingkat-tingkat turbin reaksi, Persamaan (5-24) berlaku juga untuk penghitungan-penghitungan kerugian kebocoran untuk sudu-gerak.



Gambar 5-7. Sudu-sudu gerak tingkat tekanan rendah.

bersamaan, tetesan air ini menerima gaya percepatan dari partikel-partikel uap searah dengan aliran. Jadi sebagian energi kinetik uap yang mengalir akan hilang dalam mempercepat tetesan air ini. Oleh karena kecepatan mutlak uap c_1 agak lebih besar daripada kecepatan tetesan air c_{1w} , arah vektor kecepatan relatif w_{1w} (sudut masuk tetesan air ke dalam laluan sudu-gerak) berbeda dari arah semburan uap. Tetesan air dibelokkan ke bagian belakang sudu-gerak yang mengakibatkan sudu-gerak mengalami gaya tumbukan yang diakibatkan oleh tumbukan tetesan air pada bagian belakangnya. Tumbukan tetesan air ini akan mempengaruhi kerja sudu-gerak. Dari penyelidikan-penyelidikan praktis ternyata bahwa ujung-ujung sudu mengalami keausan pada satu sisi. Gambar 5-7 dengan jelas menunjukkan erosi ujung-ujung sudu bagian belakang yang demikian itu. Pada saat yang sama, sebagian energi kinetik uap yang mengalir melalui laluan sudu-gerak harus digunakan dalam mengatasi tumbukan tetesan air yang sebenarnya beraksi sebagai gaya yang memperlambat putaran.

Di daerah di mana uap dalam keadaan basah, semua uap yang mengalir melalui tingkat yang dimaksud tidak akan membantu dalam menghasilkan kerja mekanis. Hanya bagian uap yang masih dalam keadaan kering selama proses ekspansi berlangsung yang melakukan kerja. Bagian uap yang selama proses ekspansi berlangsung berkondensasi menjadi tetesan air yang halus pada dasarnya akan menentukan kerugian yang disebabkan oleh kebasahan uap ini.

Kerugian akibat kebasahan uap dapat ditentukan dengan ketelitian yang baik untuk maksud-maksud praktek dari persamaan

$$h_{\text{kebasahan}} = (1 - x) h_f \quad (5-25)$$

di mana h_f - penurunan kalor yang dimanfaatkan pada tingkat turbin dengan memperhitungkan semua kerugian kecuali akibat kebasahan uap;

x - fraksi kekeringan rata-rata uap di dalam tingkat yang dimaksudkan.

di mana x_1 dan x_2 - fraksi kekeringan uap sebelum nosel (sudu pengarah) dan sesudah sudu gerak tingkat tersebut.

$$x = \frac{x_1 + x_2}{2}$$

5.9. KERUGIAN PEMIPAAN BUANG

Kerugian pemipaan buang dapat diabaikan pada turbin tekanan lawan (back pressure turbine) karena kecepatan aliran lambat dan dapat diabaikan (30-50 m/detik). Pada turbin kondensasi terdapat kecepat-

an-kecepatan yang agak lebih besar (100 – 120 m/detik) dan oleh sebab itu kerugian-kerugian yang terjadi tidak dapat diabaikan begitu saja.

Kerugian tekanan di dalam pemipaan buang turbin kondensasi dapat ditentukan dari persamaan kerugian-kerugian yang terjadi tidak dapat diabaikan begitu saja.

Kerugian tekanan di dalam pemipaan buang turbin-turbin kondensasi dapat ditentukan dari persamaan

$$p_2 - p_{2k} = \lambda \left(\frac{c_s}{100} \right)^2 p_{2k}, \quad (5-26)$$

di mana p_2 – tekanan uap sesudah sudu;

p_{2k} – tekanan uap di dalam pemipaan buang;

c_s – kecepatan uap pada pemipaan buang;

λ – koefisien yang bervariasi dari 0,07 sampai 0,1.

Jika kecepatan uap buang $c_s = 100$ m/detik, $p_{2k} = 0,05$ ata dan $\lambda = 0,1$ penurunan tekanan akan sama dengan

$$p_2 - p_{2k} = 0,1 \times 0,05 = 0,005 \text{ ata,}$$

dengan kata lain, tekanan sesudah sudu akan menjadi sebesar $p_2 = 0,005$ ata. Kerugian kalor pada turbin akan memperbesar kandungan kalor uap buang, yang dengan demikian akan mengurangi jumlah kalor yang dapat dimanfaatkan dalam bentuk kerja mekanis.

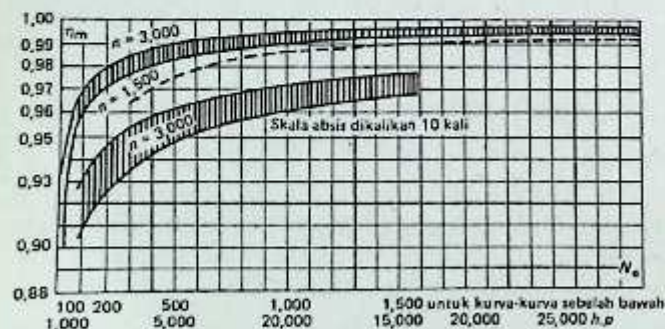
5.10. KERUGIAN LUAR (EXTERNAL)

a) Kerugian Mekanis

Kerugian mekanis ini disebabkan oleh energi yang digunakan untuk mengatasi tahanan yang diberikan oleh bantalan luncur dan dorong termasuk bantalan luncur generator atau mesin yang dihubungkan dengan poros turbin seperti pompa minyak utama, pengatur (governor), dan lain-lain. Ada kerugian tambahan pada turbin yang mempunyai bantalan yang diberi perapat air atau yang mempunyai poros yang ufung-ujungnya didinginkan untuk menghindari tahanan yang tidak diinginkan.

Kerugian mekanis pada instalasi turbin dicakup oleh suatu besaran yang disebut sebagai efisiensi mekanis η_m dan kerugian mekanis total dapat ditentukan dari percobaan.

Untuk maksud-maksud pendesainan, kurva-kurva seperti yang ditunjukkan pada Gambar 5–8 dapat dipakai. Kurva-kurva pada Gambar 5–8 memberikan nilai rata-rata efisiensi mekanis untuk berbagai kapasitas turbin.



Gambar 5–8. Efisiensi mekanis turbin.

b) Kerugian Akibat Kebocoran Uap yang Melalui Perapat Bagian Ujung

Untuk mengurangi kebocoran uap dan dengan demikian berarti mengurangi kerugian energi yang bermanfaat dari kedua ujung turbin yang pada bagian ini poros turbin keluar dari dalam stator, perapat-perapat labirin lazim dipakai (Gambar 1–4, 1–5, 1–6 dan 1–8). Pada Gambar 1–4, titik-titik 5 dan 7 menunjukkan perapat-perapat labirin arah depan dan belakang. Pada Gambar 1–5, perapat labirin bagian ujung ditunjukkan oleh titik 7.

Akibat adanya perbedaan tekanan antara bagian dalam stator dan udara luar, akan terjadi kebocoran uap melalui perapat labirin bagian ujung ini. Kebocoran uap melalui perapat ujung tidak akan mempengaruhi variasi kondisi-kondisi uap di dalam turbin, dan oleh sebab itu kebocoran ini diklasifikasikan sebagai kebocoran luar (external).

Kebocoran uap melalui perapat ujung dihitung berdasarkan Persamaan-persamaan (5-18) dan (5-22).

Sewaktu menghitung kebocoran uap melalui ruang bebas bagian dalam (internal), adalah suatu hal yang biasa untuk menentukan massa alir uap untuk penurunan tekanan yang dimaksud, begitu juga dengan jumlah ruang labirin yang dibutuhkan untuk penurunan tekanan yang demikian.

Sewaktu mendesain perapat-perapat labirin bagian ujung, mungkin adalah suatu hal yang perlu untuk menentukan jumlah ruang labirin untuk massa alir dan penurunan tekanan tersebut. Dalam hal-hal yang demikian, kita dapat memakai salah satu dari kedua Persamaan (5-18) dan (5-22). Sesudah itu tekanan kritis p_{kr} ditentukan dari Persamaan (5-23) dan hasilnya dibandingkan dengan tekanan p_2 (tekanan sekitar tempat yang dituju oleh kebocoran tersebut). Jika nilai-nilai ini tidak sesuai, semua perhitungan diulangi lagi dengan memakai persamaan yang kedua.

5.11. EFISIENSI TURBIN

Hubungan antara kerja satu kilogram uap L_u pada keliling cakram yang mempunyai sudu-sudu gerak terhadap kerja teoretis yang dapat dilakukannya dikenal sebagai efisiensi relatif sudu tersebut

$$\eta_u = \frac{L_u}{L_o} = \frac{AL_u}{i_o - i_{1t}} \quad (5-27)$$

Hubungan antara kerja yang bermanfaat yang dilakukan oleh 1 kilogram uap L_i pada tingkat atau di dalam turbin terhadap kerja teoretis yang tersedia L_o disebut sebagai efisiensi-dalam (internal) tingkat atau turbin tersebut.

$$\eta_{oi} = \frac{L_i}{L_o} = \frac{i_o - i_i}{i_o - i_{1t}} = \frac{H_i}{H_o} \quad (5-28)$$

Efisiensi-dalam relatif dengan mudah dapat ditentukan dari proses penurunan kalor tingkat atau turbin yang digambarkan pada diagram $i-s$ (Gambar 5-1 dan 8-2).

Prestasi ekonomik (economic performance) turbin uap banyak tergantung pada efisiensi-dalam η_{oi} . Hubungan antara penurunan kalor adiabatik teoretis di dalam turbin $H_o = i_o - i_{1t}$ (kkal/kg) dan kalor yang tersedia dari ketel $i_o - q$ (kkal/kg) dikenal sebagai efisiensi termal

$$\eta_t = \frac{H_o}{i_o - q} = \frac{i_o - i_{1t}}{i_o - q} \quad (5-29)$$

di mana q —kalor sensibel (sensible heat) kondensat, yang temperaturnya sama dengan temperatur uap buang.

Daya yang dibangkitkan pada pelek (rim) cakram turbin dicari dari persamaan

$$N_u = \frac{427 Gh_u}{102} [\text{kW}], \quad (5-30)$$

di mana G — massa alir uap pada tingkat yang dimaksud, kg/det.

$h_u = h_o - h_n - h_b - h_e$ — kalor yang digunakan untuk melakukan kerja pada pelek cakram turbin (h_o adalah penurunan kalor adiabatik teoretis pada tingkat yang dimaksud).

Daya-dalam tingkat turbin

$$N'_i = \frac{427 Gh_i}{102} [\text{kW}]. \quad (5-31)$$

Daya-dalam turbin

$$N_i = \frac{427 GH_i}{102} [\text{kW}], \quad (5-32)$$

di mana G — massa alir uap segar melalui turbin, kg/detik.

$h_i = h_o - \Sigma h_{1-}$ — penurunan kalor yang digunakan pada tingkat yang dimaksud (Σh_{1-} —perjumlahan semua kerugian kalor pada tingkat turbin yang dimaksud);

$H_i = \Sigma h_i$ — penurunan kalor yang digunakan pada semua tingkat turbin yang dimaksud.

Daya yang dihasilkan oleh turbin ideal

$$N_o = \frac{427 GH_o}{102} = \frac{427 GH_i}{102 \eta_{oi}} = \frac{N_i}{\eta_{oi}} \quad (5-33)$$

dari mana

$$N_i = N_o \eta_{oi} \quad (5-34)$$

Daya efektif yang dihasilkan pada poros turbin akan menjadi

$$N_{\text{efektif}} = N_i - \Delta N_m \quad (5-35)$$

di mana ΔN_m —kerugian daya dalam mengatasi tahanan-tahanan mekanis, dalam kW.

Hubungan antara daya efektif turbin dan daya-dalam yang dihasilkan disebut sebagai efisiensi mekanis turbin tersebut

$$\eta_m = \frac{N_{\text{efektif}}}{N_i} \quad (5-36)$$

Hubungan antara N_{efektif} dan N_o disebut sebagai efisiensi efektif relatif

$$\eta_{re} = \frac{N_{\text{efektif}}}{N_o} = \frac{N_i \eta_m \eta_{oi}}{N_i} = \eta_m \eta_{oi} \quad (5-37)$$

Perkalian antara efisiensi efektif relatif dan efisiensi termal disebut sebagai efisiensi efektif mutlak

$$\eta_e = \eta_{re} \eta_t = \eta_{oi} \eta_m \eta_t = \eta_i \eta_m \quad (5-38)$$

Hubungan antara daya yang dibangkitkan pada terminal generator N_e dan N_{efektif} disebut efisiensi generator

$$\eta_g = \frac{N_e}{N_{\text{efektif}}} \quad (5-39)$$

Efisiensi listrik relatif generator-turbo adalah

$$\eta_{r,el} = \eta_{re} \eta_g = \eta_{oi} \eta_m \eta_g \quad (5-40)$$

dan efisiensi listrik mutlak generator-turbo diberikan oleh

$$\eta_{se} = \eta_e \eta_g = \eta_{oi} \eta_t \eta_m \eta_g = \eta_i \eta_m \eta_g \quad (5-41)$$

Efisiensi listrik mutlak generator-turbo akan menentukan prestasi ekonomik pasangan tersebut. Efisiensi ini tergantung pada konstruksi mekanis pasangan tersebut maupun siklus termodinamik turbin itu sendiri.

5.12. PENENTUAN MASSA-ALIR UAP

Untuk pendesainan turbin, adalah suatu hal yang biasa untuk merinci daya yang dibangkitkan pada terminal-terminal generator, kondisi awal dan kondisi akhir uap serta jumlah perputaran per menit.

Berdasarkan Persamaan (5-32) dan (5-33) kita dapat menuliskan

$$N_{se} = \frac{427 GH_i}{102} \eta_m \eta_g = \frac{427 GH_o}{102} \eta_{oi} \eta_m \eta_g \text{ [kW]} \quad (5-42)$$

atau

$$N_{se} = \frac{427 GH_o}{102} \eta_{re} \eta_g \text{ [kW]} \quad (5-43)$$

Bila dipakai roda gigi reduksi maka dapat dituliskan

$$N_{se} = \frac{427 GH_o}{102} \eta_{re} \eta_r \eta_g \text{ [kW]} \quad (5-44)$$

di mana η_r —efisiensi roda gigi reduksi.

Bila disubstitusikan massa alir uap per jam sebagai pengganti per detik pada Persamaan (5-44), maka

$$N_{se} = \frac{427 DH_o}{3.600 \times 102} \eta_{re} \eta_g \eta_r = \frac{DH_o \eta_{re} \eta_r \eta_g}{860} \text{ [kW]} \quad (5-45)$$

D —massa-alir uap per jam.

Persamaan (5-45) menyatakan hubungan antara daya yang dibangkitkan pada terminal-terminal generator dan massa alir per jam untuk penurunan kalor teoretis dan efisiensi-efisiensi η_{re} , η_r , dan η_g .

Massa alir uap melalui turbin ditentukan dari Persamaan (5-45)

$$D = \frac{860N_{ae}}{H_0\eta_{re}\eta_r\eta_g} \text{ [kg/jam]}. \tag{5-46}$$

Massa alir uap spesifik per kWj untuk turbin kondensasi atau turbin tekanan-lawan¹ dicari dengan jalan membagi Persamaan (5-46) dengan N_{ae}

$$d_{ae} = \frac{D}{N_{ae}} = \frac{860}{H_0\eta_{re}\eta_r\eta_g} \text{ [kg/kWj]} \tag{5-47}$$

Untuk menilai prestasi ekonomik suatu instalasi kadang-kadang dipakai aliran kalor spesifik per kWj

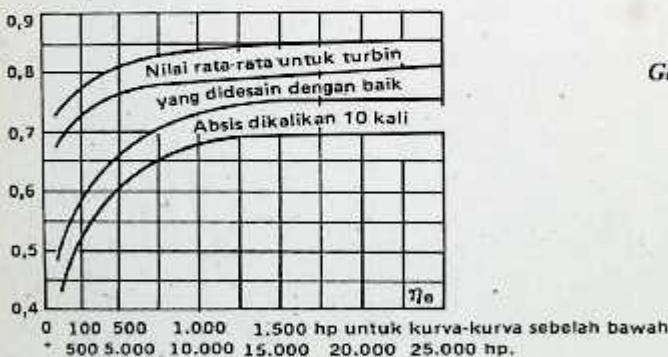
$$q_{ae} = d_{ae}(i_0 - i_k) = \frac{860(i_0 - i_k)}{H_0\eta_{re}\eta_r\eta_g} = \frac{860}{\eta_e\eta_r\eta_g} \text{ [kkal/kWj]}. \tag{5-48}$$

Di sini i_k —kalor sensibel kondensat pada titik peneratan.

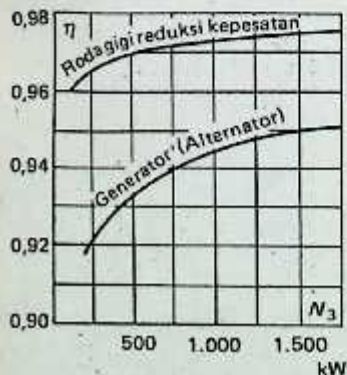
Untuk turbin yang tidak memakai roda gigi reduksi $\eta_r = 1$. Selama melakukan perhitungan-perhitungan pendahuluan untuk pendesainan turbin uap, adalah suatu hal yang biasa untuk menghitung massa alir uap dengan menggunakan Persamaan (5-46). Besarnya H_0 dicari dari diagram $i-s$ dan nilai berbagai efisiensi diambil dari hasil-hasil pengujian praktis yang tersedia.

Efisiensi-efisiensi ini dibuat tepat selama pendesainan yang terinci.

Gambar 5-9 menunjukkan kurva-kurva efisiensi efektif relatif sebagai fungsi daya yang dibangkitkan oleh turbin. Dengan meningkatnya kapasitas turbin, efisiensi efektif relatif η_{re} akan bertambah besar. Untuk turbin yang didesain dengan baik, efisiensi ini dapat mencapai angka setinggi 0,85. Untuk turbin dengan kapasitas yang lebih rendah, nilai η_{re} biasanya adalah agak rendah. Kurva-kurva ini sangat membantu selama melakukan perhitungan pendahuluan.



Gambar 5-9. Efisiensi relatif efektif turbin



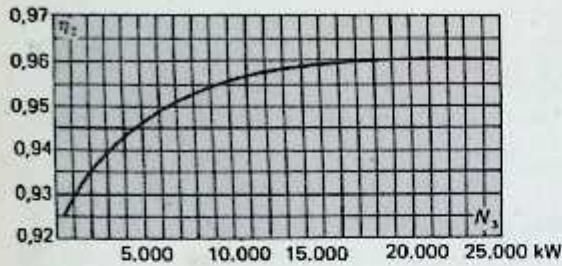
Gambar 5-10. Efisiensi generator kecepatan rendah dan roda gigi

¹ Di sini kerugian akibat kebocoran melalui perapat-perapat ujung tidak diperhatikan.

Efisiensi-efisiensi η_r dan η_g dapat diperoleh dari hasil-hasil pengujian desain-desain sebelumnya seperti yang ditunjukkan pada Gambar 5-10 dan 5-11.

Efisiensi mekanis η_m dapat diperoleh dari grafik-grafik yang ditunjukkan pada Gambar 5-8.

Perhitungan kalor untuk desain turbin dilakukan berdasarkan massa alir yang diperoleh dari Persamaan (5-46). Dari perhitungan kalor, efisiensi-dalam (internal efficiency) η_{oi} dapat ditentukan. Hasil kali $\eta_{oi}\eta_m$ akhirnya akan memberikan nilai η_{re} .



Gambar 5-11. Efisiensi generator menurut data Elektrosila Works.

Bab Enam

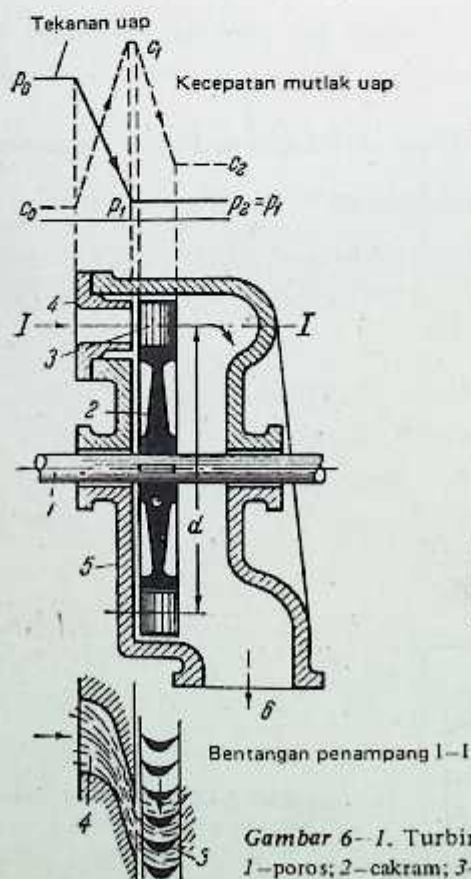
TURBIN TINGKAT-TUNGGAL

6.1. TURBIN IMPULS TINGKAT-TUNGGAL DENGAN SATU TINGKAT-KECEPATAN

Susunan turbin impuls tingkat tunggal ditunjukkan pada Gambar 6-1.

Uap segar berekspansi di dalam nosel 4 dari tekanan awalnya p_0 ke tekanan akhir p_1 . Selama proses ekspansi, kecepatan uap bertambah dari kecepatan awal c_0 menjadi c_1 pada penampang sisi keluar nosel. Kecepatan uap akan berkurang dari c_1 menjadi c_2 sewaktu mengalir melalui sudu-gerak 3, dengan kata lain, energi kinetik uap yang mengalir dikonversi menjadi kerja mekanis pada sudu. Uap buang dari turbin dialirkan ke luar melalui pipa 6. Gambar 6-1 juga menunjukkan variasi kecepatan uap sewaktu mengalir melalui turbin impuls tingkat-tunggal (atau tingkat turbin impuls).

Uap yang keluar dari nosel diam dengan kecepatan mutlak c_1 akan memasuki sudu gerak. Sesuai dengan bentuk sudu-gerak dan kerugian-kerugian yang terjadi padanya, arah dan kecepatan uap yang mengalir melaluinya akan mengalami perubahan, dan uap meninggalkan sudu-gerak dengan kecepatan mutlak c_2 . Aliran uap melalui sudu-gerak akan memberikan gaya sebesar P_u pada sudu tersebut yang searah dengan arah perputaran. Karena setiap aksi akan mempunyai reaksi yang sama dan berlawanan, sudu-gerak juga mengerjakan gaya sebesar P_u terhadap uap, tetapi dengan arah yang berlawanan dengan arah perputaran. Kita akan menentukan besarnya gaya P_u ini dalam arah perputaran.



PERPUSTAKAAN D III F. TEKNIK

Gambar 6-1. Turbin impuls tingkat-tunggal.

1-poros; 2-cakram; 3-sudu-gerak; 4-nosel; 5-stator; 6-pipa buang.

Dari mekanika kita ketahui bahwa gaya yang dikerjakan adalah sama dengan besarnya perubahan momentum

$$Pt = m(c_x - c_y),$$

di mana t – waktu lamanya (durasi) gaya P beraksi;

c_x dan c_y – kecepatan-kecepatan massa m pada permulaan dan akhir selang waktu yang dimaksud.

Sewaktu mengalir melalui laluan sudu-gerak, momentum uap yang mengalir akan berkurang, yang akan menimbulkan gaya impuls pada sudu-gerak. Karena arah aliran uap tidak berimpit dengan arah perputaran, gaya P_u yang searah dengan perputaran u diperoleh dengan jalan memproyeksikan kecepatan c_1 dan c_2 pada arah perputaran u , yaitu c_{1u} dan c_{2u} (Gambar 6-2) dikalikan dengan massa alir $m = G/g$.

Jadi gaya yang dikerjakan akibat perubahan momentum uap yang mengalir adalah

$$P_u t = \frac{G}{g} (c_{1u} - c_{2u}) \text{ [kg/detik]}, \quad (6-1)$$

di mana G – massa alir uap yang melalui sudu dalam t detik.

Bila massa alir sama dengan satu dan selang waktu $t = 1$, maka Persamaan (6-1) akan menjadi

$$P_u = \frac{1}{g} (c_{1u} - c_{2u}) \text{ [kg]}. \quad (6-2)$$

Jarak yang ditempuh oleh sudu dalam waktu satu detik adalah sama dengan u [m/det] (u – adalah kecepatan keliling cakram pada diameter rata-ratanya, lihat Gambar 4-1). Jadi kerja yang dilakukan oleh satu kilogram uap pada keliling cakram dalam selang waktu satu detik adalah sama dengan

$$L_u = P_u u = \frac{u}{g} (c_{1u} - c_{2u}) \text{ [kgm]}. \quad (6-3)$$

Kerja teoretis satu kilogram uap pada pinggir (pelek) cakram untuk turbin ideal, dengan kata lain, dengan tidak adanya kerugian baik pada nosel ataupun sudu akan menjadi

$$L_o = \frac{c_{1t}^2}{2g} \text{ [kgm]}. \quad (6-3a)$$

Hubungan antara L_u dan L_o adalah efisiensi relatif cakram sudu [lihat juga Persamaan (5-27)]:

$$\eta_u = \frac{L_u}{L_o} = \frac{2u(c_{1u} - c_{2u})}{c_{1t}^2}. \quad (6-4)$$

Adalah menarik untuk menyelidiki pada faktor-faktor apakah nilai koefisien ini tergantung. Kita akan melaksanakan transformasi-transformasi berikut ini.

Dari diagram segitiga kecepatan (Gambar 6-2), kita peroleh

$$c_{1u} = c_1 \cos \alpha_1 = w_1 \cos \beta_1 + u; \quad (6-5)$$

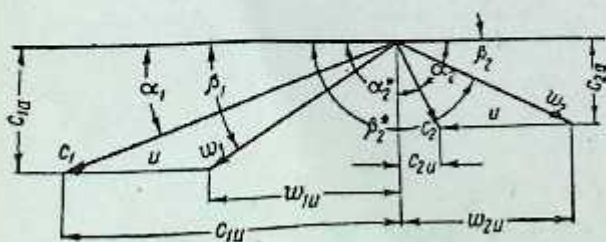
$$c_{2u} = c_2 \cos \alpha_2 = w_2 \cos \beta_2 + u. \quad (6-6)$$

Dari rumus-rumus (6-5) dan (6-6) kita peroleh

$$c_{1u} - c_{2u} = w_1 \cos \beta_1 - w_2 \cos \beta_2. \quad (6-7)$$

Dengan mensubstitusikan $w_2 = \psi w_1$ pada Persamaan (6-7), kita peroleh

$$\begin{aligned} c_{1u} - c_{2u} &= w_1 \cos \beta_1 - \psi w_1 \cos \beta_2 = \\ &= \left(1 - \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1}\right) w_1 \cos \beta_1. \end{aligned}$$



Gambar 6-2. Segitiga kecepatan untuk tingkat impuls.

Dari Persamaan (6-5) kita peroleh $w_1 \cos \beta_1 = c_1 \cos \alpha_1 - u$, sehingga

$$c_{1a} - c_{2a} = \left(1 - \psi \frac{\cos \beta_2^*}{\cos \beta_1}\right) (c_1 \cos \alpha_1 - u). \quad (6-8)$$

Karena

$$\begin{aligned} c_1 &= \psi c_{1a}, \\ c_{1a}^2 &= \frac{c_1^2}{\psi^2}. \end{aligned} \quad (6-9)$$

Dengan mensubstitusikan rumus-rumus (6-8) dan (6-9) ke dalam Persamaan (6-4), kita peroleh

$$\eta_u = 2\varphi^2 \left(1 - \psi \frac{\cos \beta_2^*}{\cos \beta_1}\right) \left(\cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1}\right) \frac{u}{c_1}. \quad (6-10)$$

Sekarang $\beta_2^* = \pi - \beta_2$ jadi $\cos \beta_2^* = -\cos \beta_2$. Dengan mensubstitusikan nilai ini ke dalam Persamaan (6-10), kita akhirnya memperoleh

$$\eta_u = 2\varphi^2 \left(1 + \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1}\right) \left(\cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1}\right) \frac{u}{c_1}. \quad (6-11)$$

Untuk hal khusus di mana sudut β_1 dan β_2 adalah sama, persamaan ini akan menjadi lebih sederhana

$$\eta_u = 2\varphi^2 (1 + \psi) \left(\cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1}\right) \frac{u}{c_1}. \quad (6-12)$$

Dari persamaan di atas ternyata bahwa besaran η_u tergantung pada pecahan u/c_1 , sudut nosel α_1 , koefisien kecepatan φ dan ψ dan sudut sudu β_1 dan β_2 . Nilai η_u akan berkurang dengan mengecilnya nilai koefisien-koefisien kecepatan φ dan ψ . Nilai sudut nosel α_1 yang optimum terletak dalam jangka 14 sampai 20°. Penurunan nilai α_1 yang kurang dari 14° akan menyebabkan sudut masuk β_1 yang mungkin tidak selalu memberikan efisiensi-efisiensi yang lebih baik. η_u akan membesar dengan berkurangnya nilai sudut β_2 hanya sampai nilai tertentu saja dan oleh sebab itu adalah suatu hal yang biasa untuk mengambil nilai $\beta_2 = \beta_1 - (3 \text{ sampai } 6)^\circ$.

Hubungan u/c_1 agaknya merupakan karakteristik dasar tingkat turbin (atau turbin tingkat-tunggal).

Jika nilai-nilai sudut α_1 , β_1 , β_2 dan koefisien kecepatan φ dan ψ tetap konstan pada Persamaan (6-11), nilai η_u hanya tergantung pada rumus berikut

$$\left(\cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1}\right) \frac{u}{c_1} = \cos \alpha_1 \frac{u}{c_1} - \left(\frac{u}{c_1}\right)^2. \quad (6-13)$$

Jika $\frac{u}{c_1} = 0$ dan $\frac{u}{c_1} = \cos \alpha_1$, rumus (6-13) akan menjadi nol dan akibatnya η_u adalah sama dengan nol.

Untuk menentukan nilai optimum u/c_1 , koefisien turunan (diferensial) pertama sisi kanan Persamaan (6-13) harus disamakan dengan nol

$$\frac{d \left[\frac{u}{c_1} \cos \alpha_1 - \left(\frac{u}{c_1}\right)^2 \right]}{d \left(\frac{u}{c_1} \right)} = 0,$$

dari mana

$$\cos \alpha_1 - 2 \left(\frac{u}{c_1}\right) = 0$$

dan

$$\left(\frac{u}{c_1}\right)_{\text{opt}} = \frac{\cos \alpha_1}{2}. \quad (6-14)$$

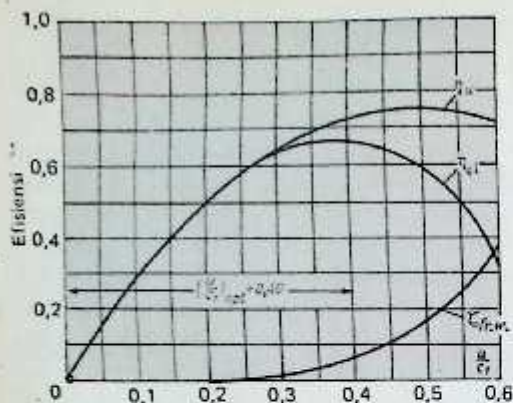
Dengan mensubstitusikan nilai u/c_1 dari Persamaan (6-14) ke dalam Persamaan (6-12), kita peroleh

$$\eta_{u \text{ maks}} = \frac{\varphi^2}{2} \left(1 + \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1}\right) \cos^2 \alpha_1. \quad (6-15)$$

untuk $\beta_1 = \beta_2$, persamaan ini akan menjadi

$$\eta_{u \text{ maks}} = \frac{\varphi^2}{2} (1 + \psi) \cos^2 \alpha_1. \quad (6-16)$$

Gambar 6-3 menunjukkan variasi η_u sebagai fungsi u/c_1 .



Gambar 6-3. Efisiensi turbin impuls tingkat-tunggal dengan satu tingkat-kecepatan.

Grafik ini diperoleh dengan cara yang berikut ini. Dengan mengambil nilai sudut α_1 yang diketahui berbagai nilai u/c_1 dari 0 sampai $\cos \alpha_1$ disubstitusikan ke dalam Persamaan (6-11) atau (6-12), sehingga akan diperoleh nilai η_u . Dari data yang diperoleh, nilai η_u dapat dilukiskan sebagai fungsi u/c_1 .

6.2. PENENTUAN $\left(\frac{u}{c_1}\right)_{opt}$ DARI EFISIENSI-DALAM RELATIF

Pada pasal sebelumnya, nilai u/c_1 yang paling menguntungkan telah diperoleh yang mana η_u mempunyai nilai maksimum. Akan tetapi, operasi tingkat turbin (atau turbin tingkat-tunggal) yang ekonomis tidak begitu tergantung pada η_u dibandingkan dengan η_{oi} . Jadi $(u/c_1)_{opt}$ haruslah ditentukan berdasarkan $\eta_{oi\ maks}$ dan $\eta_{u\ maks}$.

Seperti yang telah diamati sebelumnya, di samping kerugian-kerugian yang terjadi pada sudu, masih ada kerugian-kerugian lain yang diakibatkan oleh gesekan antara cakram yang berputar dan uap di sekelilingnya, kerugian pengadukan, kebocoran melalui ruang bebas-dalam (internal), dan lain-lain. Oleh karena perhitungan penurunan kalor dilakukan pada pengandaian penurunan kalor yang konstan, yakni, kecepatan uap teoretis c_1 yang konstan, kerugian yang diakibatkan kebocoran dan kebasahan uap akan menjadi konstan dan tidak tergantung pada nilai u/c_1 . Kerugian akibat gesekan antara cakram dan uap di sekelilingnya dan kerugian akibat pengaruh pengadukan akan tergantung pada kecepatan keliling dan diameter cakram. Untuk kecepatan uap c_1 yang konstan dan pada kecepatan perputaran yang diketahui, diameter cakram turbin harus berbeda untuk nilai u/c_1 yang berbeda yang dari sini dapat dilihat bahwa kerugian akibat gesekan cakram dan kerugian pengadukan langsung tergantung pada u/c_1 . Jadi sewaktu menentukan nilai u/c_1 yang optimum di samping kerugian pada sudu, kerugian akibat gesekan cakram dan kerugian pengadukan harus juga diperhitungkan.

Kerugian-kerugian $h_{kebocoran}$ dan $h_{kebasahan}$ tidak akan mempengaruhi efisiensi-dalam (internal) η_u sebagai fungsi u/c_1 , dan dengan demikian sewaktu menyelidiki pengaruh u/c_1 pada variasi η_{oi} , kerugian-kerugian ini bisa saja tidak diperhitungkan. Oleh sebab itu, efisiensi relatif-dalam (internal relatif efficiency) dapat dinyatakan sebagai berikut

$$\eta_{oi} = \frac{L_u - L_{ge,a}}{L_0} = \eta_u - \zeta_{ge,a} \quad (6-17)$$

di mana $L_{ge,a}$ - kerugian akibat gesekan cakram dan kerugian pengadukan per kilogram uap, dalam kpm

$$\zeta_{ge,a} = \frac{L_{ge,a}}{L_0} ;$$

$L_{ge,a}$ dapat diperoleh dari hubungan

$$L_{ge,a} = \frac{h_{ge,a}}{A} = \frac{102N_{ge,a}}{G}$$

sehingga

$$\zeta_{ge,a} = \frac{L_{ge,a}}{L_0} = \frac{102N_{ge,a}}{Gc_{1t}^2} \quad 2g \quad (6-18)$$

Nilai optimum (u/c_1) untuk $\eta_{0i\text{maks}}$ dilakukan sebagai berikut. Untuk berbagai nilai (u/c_1), besar η_u ditentukan dari Persamaan-persamaan (6-11) dan (6-12). Dari hasil-hasil yang diperoleh digambarkan grafik η_u sebagai fungsi (u/c_1) (Gambar 6-3). Untuk nilai-nilai (u/c_1) ini, kecepatan keliling u ditentukan: $u = (u/c_1)c_1$ dari mana diameter rata-rata cakram turbin dihitung, yaitu $d = 60 u/\pi n$.

Selanjutnya tentukan besar kecepatan uap, ukuran nosel, ukuran sudu dan besaran-besaran lain yang diperlukan untuk penghitungan $L_{ge.a}$. Kerugian daya akibat gesekan cakram dan kerugian pengadukan iN_{angin} untuk tiap-tiap nilai u/c_1 yang diandaikan dihitung dari Persamaan (5-4). Dengan mensubstitusikan nilai ini ke dalam Persamaan (6-18), kerugian gesekan cakram dan kerugian pengadukan ditentukan $\xi_{ge.a}$ sebagai fungsi u/c_1 seperti ditunjukkan pada Gambar 6-3.

Karena $\eta_{oi} = \eta_u - \xi_{ge.a}$, kita dapat memperoleh grafik η_{oi} sebagai fungsi u/c_1 dengan mengurangkan $\xi_{ge.a}$ dari η_u langsung pada grafik yang ditunjukkan pada Gambar 6-3. Nilai u/c_1 yang diperoleh dari cara yang disebutkan di atas pada $\eta_{oi\text{maks}}$ yang merupakan nilai yang paling ekonomis. Desain akhir turbin dilakukan dengan nilai u/c_1 yang diperoleh dari cara tersebut di atas, yakni, untuk kondisi-kondisi yang optimum.

Efisiensi relatif-dalam tingkat turbin dapat juga diperoleh langsung dari diagram $i-s$ sebagai hubungan antara penurunan kalor aktual yang digunakan dan penurunan kalor adiabatik teoretis.

Untuk tingkat impuls, kita dapat menuliskan (Gambar 6-4)

$$\eta_u = \frac{H_u}{H'_o} = \frac{H'_o - h_n - h_b - h_c}{H'_o} \quad (6-18a)$$

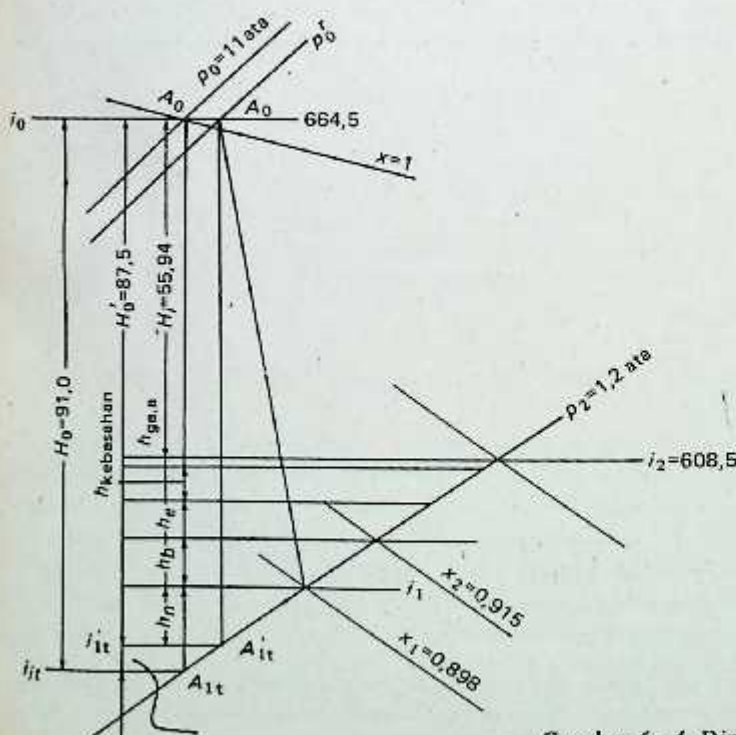
Efisiensi-dalam relatif tingkat turbin adalah

$$\eta_{oi} = \frac{H_i}{H'_o} = \frac{H'_o - h_n - h_b - h_c - h_{kebasahan} - h_{ge.a}}{H'_o} \quad (6-18b)$$

Sebagai pemeriksaan, dianjurkan untuk mengevaluasi efisiensi η_u dan η_{oi} dari Persamaan-persamaan (6-4) dan (6-17). Nilai-nilai keduanya yang saling mendekati akan menunjukkan ketelitian perhitungan yang telah dilakukan.

Efisiensi-dalam relatif turbin tingkat-tunggal adalah

$$\eta_{oi} = \frac{H_i}{H'_o} = \frac{H'_o - h_n - h_b - h_c - h_{kebasahan} - h_{ge.a}}{H'_o}$$



Gambar 6-4. Diagram $i-s$ untuk impuls tingkat-tunggal

6.3. DESAIN TURBIN-IMPULS TINGKAT-TUNGGAL (URUTAN PERHITUNGAN)

Untuk pendesainan turbin uap impuls tingkat-tunggal, dirinci besaran-besaran yang berikut:

- (1) kapasitas pembangkit pasangan generator turbo pada terminal-terminalnya, N_e , kW;
- (2) jumlah perputaran per menit, n ;
- (3) tekanan dan temperatur uap segar, masing-masing p_0 dan t_0 ;
- (4) tekanan uap buang (tekanan-lawan) p_2 , ata;

Penurunan kalor teoretis H'_0 langsung dapat diperoleh dari diagram $i-s$. Perhitungan pendahuluan massa alir uap dilakukan sesuai dengan Pasal 5-12. Selanjutnya kecepatan uap keluar dari nosel dihitung dari

$$c_1^* = 91,5q \sqrt{H'_0}$$

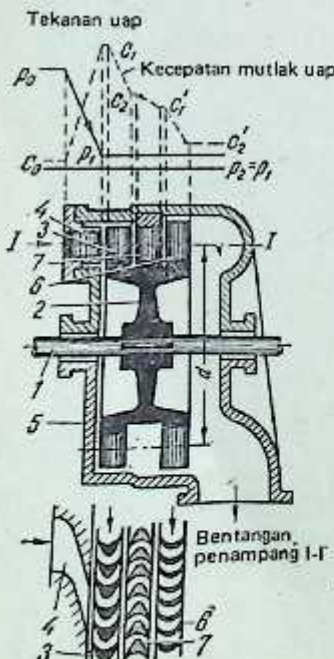
Sudut kemiringan α_1 nosel terhadap cakram turbin dapat diandaikan di antara jangka 14-20 derajat karena nilai-nilai sudut α_1 yang besar cenderung untuk menurunkan efisiensi tingkat turbin tersebut. Sudah itu berbagai nilai u/c_1 , η_u , dan $\zeta_{ge.n}$ dievaluasi. Dengan melukiskan grafik dengan nilai-nilai yang diperoleh, $\eta_{0i(\text{maks})}$ dapat dicari untuk tiap-tiap nilai $(u/c_1)_{\text{opt}}$ yang sesuai.

Kecepatan keliling u dan diameter cakram d diperoleh dari nilai $(u/c_1)_{\text{opt}}$. Selama melakukan pendesainan tingkat turbin yang rinci, segitiga kecepatan digambarkan dan berbagai kerugian dan efisiensi-dalam relatif η_{0i} ditentukan. Dari nilai efisiensi-dalam relatif, massa alir uap dan ukuran-ukuran akhir nosel dan sudu ditentukan.

6.4. TURBIN IMPULS TINGKAT-TUNGGAL DENGAN DUA TINGKAT-KECEPATAN

Penampang turbin tingkat-tunggal dengan dua tingkat kecepatan ditunjukkan pada Gambar 6-5.

Penurunan tekanan dari p_0 menjadi p_2 terjadi pada nosel 4. Sebagai akibat penurunan tekanan di dalam nosel, kecepatan uap bertambah dari c_0 menjadi c_1 . Transformasi energi kinetik uap yang menjadi kerja mekanis pada poros turbin terjadi pada dua baris sudu-gerak yang dipasang pada cakram turbin. Jadi kecepatan uap dikurangi dari c_1 menjadi c_2 pada baris pertama sudu-gerak dan dari c_2 menjadi c_2' pada baris kedua. Sudu tetap 7 hanya membantu dalam mengubah arah aliran uap yang keluar dari baris pertama sudu-gerak tanpa menambah kerja mekanis yang dilakukan pada poros. Akan tetapi terjadi penurunan kecepatan dari c_2 menjadi c_1' sebagai akibat dari kerugian gesekan yang terjadi pada sudu pengarah. Gambar 6-5 juga menunjukkan variasi tekanan dan kecepatan sewaktu mengalir melalui nosel dan kedua tingkat kecepatan. Efisiensi cakram dua-baris adalah agak lebih rendah disebabkan kenaikan kerugian-kerugian pada sudu-gerak dan tetap. Keuntungan turbin impuls tingkat kecepatan-ganda yang



Gambar 6-5. Turbin impuls tingkat-tunggal dengan dua tingkat kecepatan
1—poros; 2—cakram; 3—baris pertama sudu-sudu gerak; 4—nosel; 5—stator; 6—baris kedua sudu-sudu gerak; 7—sudu-sudu pengarah

terutama adalah kesederhanaan konstruksi, kekompakan, biaya konstruksi yang lebih rendah, keandalan (reliability) dan mudah dioperasikan. Turbin jenis ini terutama dipakai untuk penggerak-penggerak kompresor, pompa sentrifugal, generator kecil, dan lain-lain, disebabkan oleh efisiensi dan kapasitasnya yang lebih rendah. Akan tetapi, tingkat kecepatan dua-baris banyak dipakai sebagai tingkat pertama (tingkat pengatur) alternator-turbo yang berkapasitas besar dan tekanan awal yang tinggi, karena penurunan kalor yang besar dapat diperoleh pada tingkat yang demikian ini tanpa penurunan efisiensi yang agak terasa pada kondisi-kondisi operasi yang bervariasi. Pada konstruksi-konstruksi turbin dengan kapasitas yang sangat besar pada tekanan-tekanan superkritis yang ada akhir-akhir ini, tingkat impuls baris-tunggal lebih disukai disebabkan oleh efisiensinya yang lebih tinggi pada kondisi-kondisi operasi yang didesain.

Gambar 1-6 menunjukkan turbin impuls dua-baris cakram tunggal buatan Nevsky Works yang dibuat sebagai penggerak mula untuk penyedot udara (air exhauster). Kondisi-kondisi tekanan dan temperatur awalnya adalah 11 ata dan 325°C dan uap dikeluarkan pada tekanan setinggi 4,5 ata.

Poros turbin dengan cakram 1 dipasang pada poros disangga oleh dua bantalan 5 dan 7. Bantalan 5 bertindak baik sebagai bantalan luncur maupun bantalan dorong. Bantalan dorong menerima komponen aksial gaya-gaya yang dikerjakan oleh uap pada sudu-sudu gerak dan selanjutnya bantalan ini berfungsi untuk mempertahankan rotor tetap pada posisinya.

Uap segar memasuki nosel 2 melalui lima katup pengatur 4. Masuknya uap ke dalam turbin dikendalikan oleh sepasang katup pengatur, yang masing-masing mengalir kelompok nosel yang terpisah, sehingga dengan demikian membentuk apa yang disebut dengan sistem pengaturan nosel. Uap buang dikeluarkan melalui pipa yang menghubungkan turbin dengan kondensor. Turbin dilengkapi dengan perapat-perapat labirin 6 pada kedua ujung tempat keluarnya poros dari dalam rumah turbin untuk mengurangi kebocoran uap. Pompa minyak utama 8 mengalirkan minyak bertekanan baik untuk pelumasan bantalan maupun untuk pengaturan. Bantalan-bantalan turbin ditempatkan pada rumah-rumah 9 dan 10 yang khusus.

Turbin impuls tingkat-tunggal ada juga yang dibuat dengan tiga tingkat-kecepatan. Tingkat kecepatan yang bertambah banyak jumlahnya akan memungkinkan pemanfaatan penurunan kalor yang lebih besar pada turbin, yang akibatnya akan memperbesar kapasitas turbin tersebut. Akan tetapi, efisiensi turbin-turbin yang demikian akan lebih rendah daripada tingkat kecepatan-ganda. Jadi turbin impuls dengan tiga tingkat-kecepatan atau lebih dipakai pada kondisi-kondisi yang khusus saja.

Efisiensi turbin impuls yang terdiri dari satu tingkat kecepatan atau lebih dapat dicari dari rumus

$$\eta_u = \frac{L_n}{L_o} = \frac{2u \Sigma (c_{1u} - c_{2u})}{c_{1t}^2} \quad (6-19)$$

di mana $\Sigma(c_{1u} - c_{2u})$ —perjumlahan proyeksi kecepatan-kecepatan pada pelek (rim) turbin.

Dengan sedikit mengulangi persamaan ini, kita dapat menunjukkan bahwa η_u adalah fungsi langsung (u/c_1) dan α_1 . Nilai-nilai sudut α_1 berikut disarankan untuk turbin impuls:

- (1) untuk cakram dua-baris, $\alpha_1 = 16$ sampai 22° ;
- (2) untuk cakram tiga-baris, $\alpha_1 = 20$ sampai 24° .

Nilai-nilai yang disarankan untuk u/c_1 :

- (1) untuk cakram tiga-baris, $u/c_1 = 0,20$ sampai $0,26$;
- (2) untuk cakram dua-baris, $u/c_1 = 0,10$ sampai $0,18$.

Nilai u/c_1 yang optimum pada masing-masing kasus dapat diperoleh dengan perhitungan-perhitungan pendahuluan seperti yang telah dijelaskan sebelumnya.

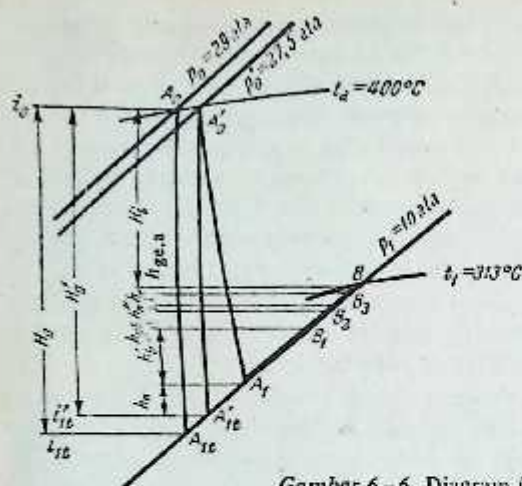
6.5. URUTAN PERHITUNGAN UNTUK TURBIN IMPULS DENGAN DUA TINGKAT-KECEPATAN

Besaran yang berikut dirincikan untuk pendesainan turbin dengan dua tingkat-kecepatan: daya yang dibangkitkan pada terminal-terminal generator, jumlah perputaran per menit, tekanan dan temperatur uap segar dan tekanan uap buang. Dari diagram $i-s$ (Gambar 6-6) pertama sekali kita peroleh titik A_0 yang bersesuaian dengan kondisi-kondisi temperatur dan tekanan uap segar. Dari titik ini garis vertikal (ekspansi adiabatik) ditarik ke bawah hingga berpotongan dengan isobar tekanan buang pada titik A_{1t} .

Kerugian tekanan pada katup-katup pengatur (regulating valve) diperhitungkan dengan mengandaikan $\Delta p = p_0 - p'_0 = (0,03 \text{ sampai } 0,05)p_0$. Dengan mengukur kerugian Δp ini pada diagram $i-s$, kita peroleh titik A'_0 , yang bersesuaian dengan kondisi-kondisi uap persis sebelum memasuki nosel.

Penurunan kalor adiabatik dari diagram $i-s$ akan menjadi

$$H_0 = i_0 - i_{1t}$$



Gambar 6-6. Diagram $i-s$ untuk turbin impuls dengan dua tingkat-kecepatan

Untuk perhitungan-perhitungan pendahuluan, massa alir uap melalui turbin ditentukan sesuai dengan Persamaan (5-46); nilai efisiensi dicari dari grafik. Penurunan kalor adiabatik pada nosel ditentukan dengan persamaan.

$$H_a' = t_a - t_{1t}'$$

Kecepatan uap pada sisi keluar nosel diperoleh dari

$$c_1 = 91,5\varphi \sqrt{H_a'}$$

Selanjutnya, lima atau enam nilai u/c_1 yang berbeda diandaikan, yakni

- untuk cakram dua-baris, dari 0,10 sampai 0,3;
- untuk cakram tiga-baris, dari 0,05 sampai 0,20.

Karena kecepatan uap c_1 adalah besaran konstan, untuk tiap-tiap nilai u/c_1 yang diandaikan, kecepatan keliling u ditentukan dan segitiga kecepatan digambarkan untuk tiap-tiap nilai u seperti yang ditunjukkan pada Gambar 6-7.

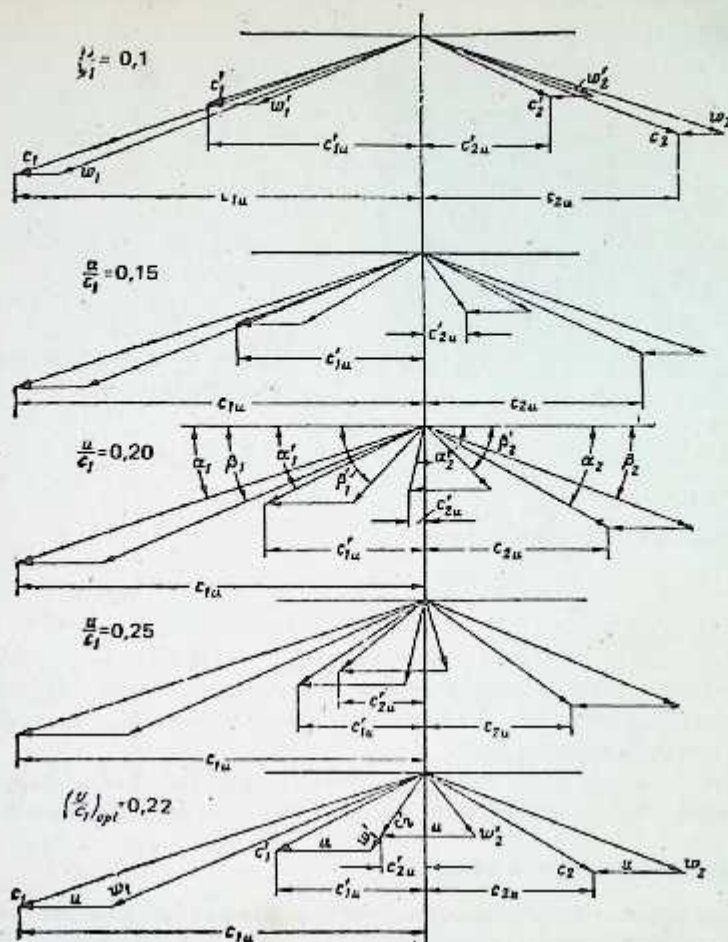
Kecepatan uap c_1 digambarkan dari titik (0,0) yang membuat sudut α_1 terhadap arah perputaran turbin. Kecepatan relatif ω_1 dan sudut sisi masuk β_1 diperoleh dari segitiga kecepatan sisi masuk sudu-gerak. Segitiga kecepatan sisi keluar untuk sudu-gerak baris pertama digambarkan dengan mengambil sebarang nilai sudut sisi keluar β_2 dan dengan membuat $\omega_2 = \psi\omega_1$. Dari segitiga ini kecepatan mutlak sisi keluar c_2 dan sudut kemiringannya terhadap cakram α_2 ditentukan. Kecepatan uap yang keluar dari sudu pengarah diperoleh dari hubungan $c_1' = \psi_{ab} c_2$ (ψ_{ab} —koefisien kecepatan untuk sudu pengarah). Sudut kemiringan sudu pengarah adalah nilai-nilai yang diandaikan, $\alpha_1' = \alpha_2 - (3 \text{ sampai } 5^\circ)$.

Segitiga kecepatan sisi masuk untuk sudu pengarah baris kedua digambarkan dari nilai-nilai c_1' dan α_1' yang diperoleh seperti yang telah dijelaskan sebelumnya. Dari segitiga kecepatan ini kita peroleh ω_1' dan β_1' , yakni, kecepatan relatif uap pada sisi masuk ke sudu-gerak baris kedua maupun sudut sisi masuk untuk baris kedua. Kecepatan relatif uap pada sisi keluar sudu-gerak baris kedua diperoleh dari hubungan $\omega_2' = \psi\omega_1'$. Segitiga kecepatan sisi keluar digambarkan dengan mengandaikan nilai sudut sisi keluar untuk sudu-gerak baris kedua, dari mana besar dan arah kecepatan keluar c_2' dan α_2' ditentukan. Diagram segitiga kecepatan untuk turbin impuls tingkat-tunggal dua-baris diperoleh dengan cara yang sama seperti yang dijelaskan di atas (Gambar 6-7).

Efisiensi pada pelek (rim) cakram turbin, untuk nilai-nilai u/c_1 yang diandaikan untuk kasus yang dimaksudkan, dicari dari Persamaan (6-19)

$$\eta_{1u} = \frac{2u \Sigma (c_{1u} - c_{2u})}{c_{1t}^2}$$

di mana c_{1u} , c_{2u} , c_{1u}' , dan c_{2u}' diambil dari diagram kecepatan.



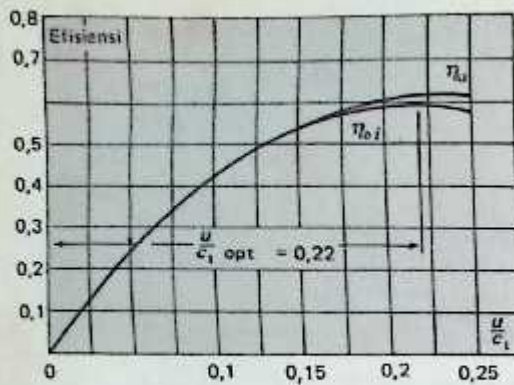
Gambar 6-7. Segitiga kecepatan untuk turbin impuls dengan dua tingkat-kecepatan.

Diagram-diagram kecepatan yang persis sama digambarkan untuk semua nilai u/c_1 lainnya dan efisiensi η_u ditentukan untuk tiap-tiap nilai tersebut. Selanjutnya grafik digambarkan untuk efisiensi η_u terhadap nilai-nilai u/c_1 yang diandaikan untuk perhitungan efisiensi seperti yang di atas (Gambar 6-8). Nilai u/c_1 yang paling ekonomis diperoleh dari grafik ini, seperti yang telah dilakukan pada turbin impuls tingkat-tunggal baris tunggal. Untuk menentukan nilai-nilai η_{oi} untuk berbagai nilai u/c_1 , kerugian daya N_{gea} ditentukan dari Persamaan (5-4) dan koefisien ζ_{gea} dari Persamaan (6-18). Tinggi sisi keluar nosel dari mana derajat pemasukan parsial (partial admission) ditentukan, biasanya diandaikan besarnya dalam jangka 10 sampai 20 mm yang tergantung pada kapasitas turbin itu sendiri. Tinggi rata-rata sudu $l_{rata-rata}$ dapat diandaikan besarnya sama dengan 1,5 l . Koefisien kerugian ζ_{gea} juga dilukiskan sebagai fungsi u/c_1 (tidak ditunjukkan pada Gambar 6-8). Nilai efisiensi η_{oi} langsung diperoleh secara grafis dengan mengurangi ζ_{gea} dari η_u . Nilai $(u/c_1)_{opt}$ selanjutnya diperoleh dari grafis di mana terjadi η_{oi} . Pendesain akhir turbin dilakukan dengan nilai u/c_1 yang baru saja diperoleh. Urutan perhitungan untuk desain akhir adalah sama dengan perhitungan pendahuluan.

Efisiensi η_u diperoleh dari Persamaan (6-19) dari mana kerugian-kerugian energi h_n , h_b' , h_{gb} , h_b'' , h_e , dan lain-lain dievaluasi. Untuk memeriksa ketepatan nilai yang diperoleh untuk η_u , nilai itu diulang-hitung dari persamaan

$$\eta_u = \frac{H'_0 - h_n - h_b' - h_{gb} - h_b'' - h_e}{H'_0}$$

Jika hasil-hasil yang diperoleh untuk η_u dengan kedua metode satu sama lain tidak berbeda namun masih dalam jangka yang diinginkan, desain itu kelihatannya sudah cukup memenuhi. Jika tidak, kesalahan harus ditemukan dan diperoleh nilai yang telah dikoreksi. Selanjutnya nilai kerugian akibat gesekan cakram dan kerugian pengadukan h_{gea} ditentukan dan efisiensi dalam taraf tingkat tersebut diperoleh



Gambar 6-8. Efisiensi turbin impuls dengan tingkat-kecepatan sebagai fungsi u/c_1 .

$$\eta_{of}^{st} = \frac{H'_0 - (h_n + h'_b + h_{gb} + h'_v + h_e + h_{ge,a})}{H'_0}$$

Efisiensi turbin keseluruhan akan menjadi

$$\eta_{ai} = \frac{H'_0 - (h_n + h'_v + h_{gb} + h'_v + h_e + h_{ge,a})}{H_0}$$

Jika hasil kali antara η_{ai} dan η_m cukup mendekati nilai η_{re} , yang diandaikan, maka massa alir uap yang diperoleh dari perhitungan-perhitungan pendahuluan dapat diambil sebagai nilai yang sudah benar. Bagaimanapun, jika terdapat ketaksesuaian lebih dari 2%, kerugian energi $h_{ge,a}$ harus diulang-evaluasi dan diperoleh nilai massa alir yang sebenarnya.

Tinggi leher dan sisi keluar nosel, derajat pemasukan parsial, dan ukuran-ukuran sudu-gerak dan poros dihitung berdasarkan massa alir uap yang diperoleh dengan cara yang disebut di atas tadi.

6.6. DESAIN TURBIN IMPULS DUA-BARIS

Contoh: Desainlah sebuah turbin impuls tingkat-tunggal dengan dua baris sudu-gerak untuk kondisi-kondisi berikut ini. Kapasitas pembangkit pada terminal generator $N_e = 1000$ kW; $n = 3000$ rpm. Tekanan dan temperatur suplai $p_0 = 29$ ata dan $t_0 = 400^\circ\text{C}$. Tekanan uap buang $p_2 = 10$ ata.

Kita akan mengandaikan kehilangan tekanan pada katup-katup pengatur sama dengan 5% dari tekanan suplai p_0 hingga tekanan sebelum memasuki nosel akan menjadi $p'_0 = 0,95 \times 29 = 27,5$ ata. Penurunan kalor teoretis diperoleh dari diagram $i-s$ (Gambar 6-6)

$$H_0 = i_0 - i_{1r} = 773 - 706 = 67 \text{ kkal/kg.}$$

Penurunan kalor teoretis yang terjadi pada nosel akan menjadi

$$H'_0 = i_0 - i'_{1r} = 773 - 708,5 = 64,5 \text{ kkal/kg.}$$

Kecepatan uap pada sisi keluar nosel akan menjadi

(a) aktual:

$$c_1 = 91,5 \varphi \sqrt{H'_0} = 91,5 \times 0,95 \sqrt{64,5} = 698,5 \text{ m/detik}$$

(b) teoretis:

$$c_{1r} = \frac{c_1}{\varphi} = \frac{698,5}{0,95} = 735 \text{ m/detik.}$$

Kita misalkan bahwa sudut nosel besarnya 20° . Sudut sisi keluar untuk sudu-gerak baris pertama $\beta_2 = \beta_1 - 3^\circ$.

Sudut sudu pengarah pada sisi keluar $\alpha'_1 = \alpha_2 - 3^\circ$.

Sudut sisi keluar untuk sudu-gerak baris kedua $\beta'_2 = \beta'_1 - 3^\circ$.

Selanjutnya kita akan menggambarkan segitiga-segitiga kecepatan untuk berbagai nilai u/c_1 yang diandaikan (Gambar 6-7). Semua besaran yang dibutuhkan untuk penggambaran segitiga kecepatan ini ditunjukkan pada Tabel 6-1. Nilai-nilai η_a untuk berbagai nilai u/c_1 ditunjukkan juga pada tabel tersebut. Grafik η_a dan u/c_1 sekarang sudah dapat digambarkan.

Massa alir uap melalui turbin akan menjadi

$$G = \frac{860 N_e}{3.600 H_0 \eta_{of} \eta_m \eta_g} = \frac{860 \times 1.000}{3.600 \times 67,0 \times 0,58 \times 0,96 \times 0,928} = 6,91 \text{ kg/detik,}$$

di mana $\eta_m = 0,96$ dan $\eta_g = 0,928$ (dari Grafik 5-8 dan 5-11); η_{of} dianggap sebesar 0,58.

Kerugian gesekan cakram dan kerugian pengadukan ditentukan dari Persamaan-persamaan (5-4a) dan (6-18)

Tabel 6-1

$\frac{u}{c_1}$	0,10	0,15	0,20	0,25	0,22	Satuan
$u = \left(\frac{u}{c_1}\right) c_1$	69,85	104,7	139,7	174,5	153,5	m/det
$d = \frac{60u}{\pi n}$	0,445	0,666	0,890	1,113	0,978	m
ω_1	630	600	569	537,5	555	m/det
β_1	22°20'	23°30'	22°10'	26°30'	25°20'	der
$\beta_2 = \beta_1 - 3^\circ$	19°20'	20°30'	22°10'	24°30'	22°20'	der
ψ	0,82	0,82	0,82	0,83	0,82	—
$\omega_2 = \psi \omega_1$	516	491	466	446	445	m/det
c_2	450	395	345	297	320	m/det
α_2	22°20'	25°50'	30°40'	38°30'	32°50'	der
$\alpha'_2 = \alpha_2 - 3^\circ$	19°20'	22°50'	27°40'	35°30'	29°50'	der
ψ_{R2}	0,82	0,82	0,83	0,87	0,85	—
$c'_2 = \psi_{R2} c_2$	369	324	286	250	272	m/det
ω'_2	302	235	177,5	148,5	160	m/det
β'_2	23°50'	32°30'	49°20'	78°20'	58°10'	der
$\beta_2 = \beta'_2 - 3^\circ$	20°50'	29°30'	46°20'	75°20'	55°10'	der
ψ_2	0,82	0,84	0,88	0,88	0,88	—
$\omega'_2 = \psi_2 \omega'_2$	247,5	197,5	157	131	141	m/det
c'_2	236	122,5	117,5	189	135	m/det
α'_2	27°	54°30'	104°30'	138	121°50'	der
c_{1a}	656	656	656	656	656	m/det
c_{2a}	416	352	296	232,5	266	m/det
c'_{1a}	346	297	251	203	235	m/det
c'_{2a}	210,5	70	-30	-140	-71	m/det
$\Sigma (c_{1a} - c_{2a})$	1.628,5	1.375	1.173	951,5	1.083	m/det
$2u \Sigma (c_{1a} - c_{2a})$	227.000	287.000	326.500	331.000	332.500	m ² /det ²
η_a	0,421	0,532	0,605	0,613	0,615	—
$N_{ge.a.} = \beta n^3 d^4 l \gamma \times 10^{-10}$	1,73	8,65	27,6	69,0	40,3	kW
$\zeta_{ge.a.} = \frac{204g N_{ge.a.}}{G c_{1t}^2}$	0,00093	0,00465	0,0148	0,0371	0,0216	—

Kita akan mengandaikan tinggi rata-rata sudu sama dengan 20 mm, koefisien $\beta = 2,06$ untuk cakram dua-baris (Persamaan 5-4a); bobot spesifik uap di dalam ruang sudu $\gamma = 3,95 \text{ kg/m}^3$, sesuai dengan data yang diberikan.

Besarnya $N_{ge.a.}$ dan $\zeta_{ge.a.}$ ditunjukkan juga untuk berbagai nilai u/c_1 pada Tabel 6-1. Dengan mengurangkan secara grafis $\zeta_{ge.a.}$ dari η_a (Gambar 6-8) kita akan memperoleh nilai η_w sebagai fungsi u/c_1 yang dari sini kita peroleh nilai u/c_1 sebesar 0,22.

Perhitungan desain akhir sekarang dilakukan berdasarkan nilai u/c_1 ini. Hasil-hasil perhitungan ini ditunjukkan juga pada Tabel 6-1.

Kerugian kalor pada sudu turbin ditentukan dari persamaan-persamaan

a) untuk nosel:

$$h_u = \frac{c_{1t}^2 - c_1^2}{8.378} = \frac{735^2 - 698,5^2}{8.378} = 6,325 \text{ kkal/kg};$$

b) untuk sudu-gerak baris pertama:

$$h'_b = \frac{\omega_1^2 - \omega_2^2}{8.378} = \frac{555^2 - 445^2}{8.378} = 12,18 \text{ kkal/kg};$$

c) untuk sudu pengarah:

$$h_{gb} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{8.378} = \frac{320^2 - 272^2}{8.378} = 3,38 \text{ kkal/kg;}$$

d) untuk sudu-sudu gerak baris kedua:

$$h_b = \frac{\omega_1^2 - \omega_2^2}{8.378} = \frac{160^2 - 141^2}{8.378} = 0,68 \text{ kkal/kg;}$$

e) untuk sudu-gerak baris kedua:

$$h_c = \frac{c_3^2}{8.378} = \frac{135^2}{8.378} = 2,175 \text{ kkal/kg.}$$

Untuk memeriksa ketepatan kerugian-kerugian kalor yang diperoleh di atas, kita akan mencari nilai efisiensi η_n dan nilai-nilai ini dan membandingkannya dengan hasil-hasil yang diperoleh dari grafik untuk nilai u/c_1 yang optimum

$$\eta_n = \frac{H'_a - (h_n + h'_b) + h_{gb} + h_b'' + h_e}{H'_a} = \frac{64,5 - (6,325 + 12,18 + 3,38 + 0,68 + 2,175)}{64,5} = \frac{39,76}{64,5} = 0,616.$$

Kesalahan perhitungan $\frac{0,616 - 0,615}{0,616} \times 100 = 0,16\%$ dapat diterima.

Kerugian akibat gesekan cakram dan kerugian pengadukan akan ditentukan dari persamaan

$$h_{ge.a} = \frac{102N_{ge.a}}{427G} = \frac{102 \times 40,3}{427 \times 6,91} = 1,39 \text{ kkal/kg.}$$

Penurunan kalor yang dimanfaatkan di dalam turbin akan sebesar

$$H_I = H'_a - (h_n + h'_b + h_{gb} + h_b'' + h_e + h_{ge.a}) = 64,5 - 26,13 = 38,37 \text{ kkal/kg.}$$

Efisiensi-dalam relatif turbin, tanpa memperhitungkan kerugian-kerugian pada katup-katup pengatur, akan sebesar

$$\eta_{oi} \frac{H_I}{H'_a} = \frac{38,37}{64,5} = 0,595.$$

yang mendekati nilai η_{oi} maks yang diperoleh dari grafik seperti yang ditunjukkan pada Gambar 6-8.

Efisiensi dalam relatif turbin, dengan memperhitungkan kerugian-kerugian yang terjadi pada katup-katup pengatur akan sebesar

$$\eta_{oi} = \frac{H_I}{H'_a} = \frac{38,37}{67} = 0,572.$$

Dari nilai η_{oi} ini kita sekarang dapat mencari nilai massa alir uap yang tepat melalui turbin

$$G_o = \frac{860N_e}{3.600 H_I \eta_m \eta_g} = \frac{860 \times 1.000}{3.600 \times 38,37 \times 0,96 \times 0,928} = 7,00 \text{ kg/detik.}$$

Perbedaan antara massa alir uap yang diperoleh dari perhitungan pendahuluan dan dari perhitungan akhir adalah dalam batas-batas yang masih diizinkan dan oleh sebab itu semua perhitungan tidak perlu diulang lagi.

$$\Delta G = \frac{7,00 - 0,91}{7,00} \times 100 = 1,28\%.$$

Perapat labirin depan terdiri dari $z = 40$ sekat, diameter poros $d = 80$ mm, celah melingkar antara poros dan sekat labirin $s = 0,3$ mm,

$$f_s = \pi \times 0,08 \times 0,0003 = 0,0000755 \text{ m}^2.$$

Tekanan pada ruang labirin yang terakhir dari Persamaan (5-23) akan sebesar

$$p_{kr} = \frac{0,85 \times 10}{\sqrt{40 + 1,5}} = 1,32 \text{ ata}$$

Kebocoran uap melalui perapat labirin akan dapat diperoleh dari Persamaan (5-22)

$$G_{kebocoran} = 0,00755 \times \sqrt{\frac{9,81}{40 + 1,5} \times \frac{10}{0,25}} = 0,0226 \text{ kg/detik :}$$

Karena $\frac{p_1}{p_0} = \frac{10}{27,5} = 0,363$ adalah lebih rendah dari tekanan kritis, dengan demikian kita dapat memakai nosel

konvergen-divergen, yang penampang minimum atau leher untuk nosel tersebut adalah

$$f_{\min} = \frac{G_0 + G_{\text{kebocoran}}}{203 \sqrt{\frac{p_0}{\rho_0}}} = \frac{7,023}{203 \sqrt{27,5/0,1125}} = 0,00221 \text{ m}^2 = 22,1 \text{ cm}^2.$$

di mana $\rho_0 = 0,1125 \text{ m}^3/\text{kg}$ —volume spesifik uap sebelum memasuki nosel.

Penampang sisi keluar nosel, dengan mengandaikan bahwa persamaan kontinuitas berlaku untuk ini, akan sebesar

$$f_{\text{maks}} = \frac{(G_0 + G_{\text{kebocoran}}) v_1}{c_1} = \frac{7,023 \times 0,253}{698,5} = 0,00254 \text{ m}^2 = 25,4 \text{ cm}^2.$$

di mana $v_1 = 0,253 \text{ m}^3/\text{kg}$ —volume spesifik uap pada sisi keluar nosel (titik A_1 pada Gambar 6-6).

Kita akan mengandaikan bahwa tinggi nosel pada sisi keluar adalah $l = 12 \text{ mm}$. Derajat pemasukan parsial (degree of partial admission) dengan demikian akan sebesar

$$e = \frac{f_{\text{maks}}}{\pi d l \sin \alpha_1} = \frac{0,00254}{\pi \times 0,978 \times 0,012 \sin 20^\circ} = 0,202,$$

yang masih dalam batas-batas yang diizinkan.

Tinggi sisi masuk sudu-gerak baris pertama dapat diandaikan sama dengan

$$l'_1 = l + 2 = 12 + 2 = 14 \text{ mm}.$$

Tinggi sudu nosel baris pertama pada sisi keluarnya dengan demikian akan diperoleh dari persamaan

$$l'_1 = \frac{G_0 v'_1}{\pi d e w_2 \sin \beta_2} = \frac{7,00 \times 0,263}{\pi \times 0,978 \times 0,202 \times 455 \sin 22^\circ 20'} = 0,0169 \text{ m} = 16,9 \text{ mm}.$$

di mana $v'_1 = 0,263 \text{ m}^3/\text{kg}$ —volume spesifik uap pada sisi keluar sudu-gerak baris pertama (titik B_1 pada Gambar 6-6).

Dengan mengandaikan tinggi sisi masuk sudu pengarah adalah

$$l_{gb} = l'_1 + 2,1 = 16,9 + 2,1 = 19 \text{ mm}.$$

tinggi sisi keluar sudu ini akan diperoleh dari persamaan

$$l'_{gb} = \frac{G_0 v_{gb}}{\pi d e c'_1 \sin \alpha'_1} = \frac{7 \times 0,266}{\pi \times 0,978 \times 0,202 \times 272 \sin 29^\circ 50'} = 0,0223 \text{ m} = 22,3 \text{ mm}.$$

di mana $v_{gb} = 0,266 \text{ m}^3/\text{kg}$ —volume spesifik uap pada sisi keluar sudu pengarah (titik B_2 pada Gambar 6-6).

Tinggi sudu-gerak sisi keluar baris kedua akan menjadi

$$l'_2 = \frac{G_0 v_2}{\pi d e w'_2 \sin \beta'_2} = \frac{7,00 \times 0,267}{\pi \times 0,978 \times 0,202 \times 141 \sin 55^\circ 10'} = 0,0260 \text{ m} = 26 \text{ mm}.$$

di mana $v_2 = 0,267 \text{ m}^3/\text{kg}$ —volume spesifik uap pada sisi keluar sudu-gerak baris kedua (titik B_3 pada Gambar 6-6).

Tinggi sisi masuk sudu-gerak baris kedua akan diandaikan sama dengan tinggi sisi keluar sudu-gerak baris pertama, yakni, 26 mm.

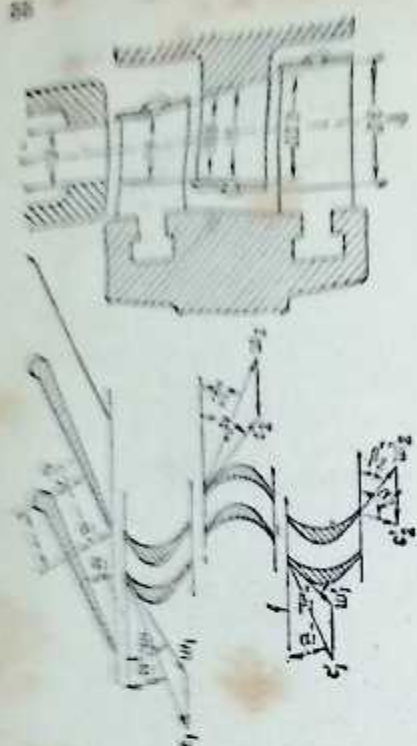
Berbagai ukuran turbin ini ditunjukkan pada diagram penampang yang diperlihatkan pada Gambar 6-9.

Kita akan memakai 20 nosel yang ditempatkan pada seluruh keliling cakram, sehingga penampang leher setiap nosel akan menjadi sebesar

$$f'_{\min} = \frac{f_{\min}}{20} = \frac{22,1}{20} = 1,105 \text{ cm}.$$

Kita akan mengandaikan tinggi nosel pada bagian lehernya sama dengan tinggi pada bagian sisi keluar, yakni, $l'_{\min} = 11 = 12 \text{ mm}$. Lebar nosel pada bagian lehernya dengan demikian akan menjadi sebesar

$$a_{\min} = \frac{f'_{\min}}{l'_{\min}} = \frac{1,105}{1,2} = 0,92 \text{ cm} = 9,2 \text{ mm}.$$



Gambar 6-9. Basis dengan dua tingkat-kecepatan

Lebar nosel pada sisi keluarnya akan menjadi sebesar

$$a_1 = \frac{f_{maks}}{20'} = \frac{25,4}{20 \times 1,2} = 1,057 \text{ cm} = 10,57 \text{ mm.}$$

Dengan menggunakan divergensi nosel sama dengan $\gamma = 5^\circ$, panjang nosel pada bagian yang divergenya akan menjadi

$$l = \frac{a_1 - a_{min}}{2 \tan \frac{\gamma}{2}} = \frac{10,57 - 9,2}{2 \tan 5^\circ} = \frac{1,37}{2 \times 0,0872} = 13 \text{ mm.}$$

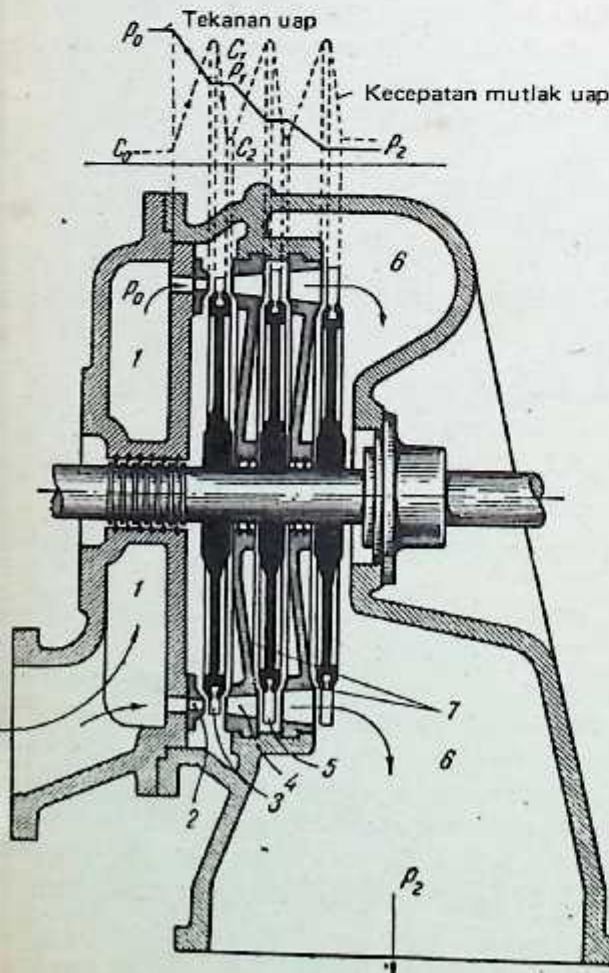
Bab Tujuh

TURBIN NEKATINGKAT

7.1. TURBIN IMPULS DENGAN TINGKAT-TEKANAN

Turbin nekatingkat (multistage turbine) dengan tingkat-tekanan banyak dipakai di bidang industri sebagai penggerak mula untuk generator listrik kapasitas besar, disebabkan oleh kemampuannya (ability) untuk menghasilkan daya yang besar dibandingkan dengan turbin tingkat-tunggal.

Jumlah tingkat-tekanan bervariasi dalam jangka yang lebar dari 4–5 sampai sebesar 40 tingkat-tekanan. Pada turbin nekatingkat, ekspansi uap terjadi dari p_0 sebelum melewati nosel tingkat pertama sampai ke tekanan-lawan p_2 sesudah melewati sudu tingkat-akhir pada sistem nosel semua tingkat-tekanan secara berurutan. Diagram variasi kecepatan dan tekanan yang ditunjukkan pada bagian atas Gambar 7–1 menunjukkan proses transformasi energi potensial menjadi energi kinetik pada turbin impuls tiga tingkat-tekanan. Tekanan uap turun dari p_0 menjadi p_1 pada nosel tingkat pertama, dan pada saat yang bersamaan kecepatan naik dari c_0 menjadi c_1 . Kecepatan uap ini akan turun dari c_1 menjadi c_2 sewaktu melewati sudu-gerak tingkat pertama, dengan kata lain, energi kinetik uap yang mengalir dikonversikan menjadi kerja mekanis pada poros turbin. Proses yang persis sama akan terjadi pada semua tingkat yang selanjutnya. Distribusi penurunan kalor pada sejumlah tingkat-tekanan akan memungkinkan untuk mendapatkan kecepatan yang lebih rendah untuk uap yang mengalir melalui sistem sudu-gerak dan sebagai akibatnya nilai-nilai yang lebih menguntungkan untuk hubungan u/c_1 , maupun ψ yang cenderung untuk meningkatkan efisiensi turbin. Turbin nekatingkat mempunyai banyak keuntungan tambahan lainnya yang akan dijelaskan kemudian.



Gambar 7–1. Penampang turbin impuls tiga tingkat-tekanan.

1 dan 6—ruang-ruang uap segar dan uap buang;
2 dan 4—nosel; 3 dan 5—sudu-gerak; 7—diafragma.

1.1. PENURUNAN KALOR PADA DIAGRAM I-S UNTUK TURBIN NEKATINGKAT

Pada diagram $i-s$ yang ditunjukkan pada Gambar 7-2, kondisi-kondisi awal uap ditandai dengan titik h_0 (tekanan p_0 dan temperatur t_0). h_0 memberikan penurunan kalor dengan mengabaikan kerugian karena adanya kondensasi.

Titik h_1 berhubungan dengan kondisi uap sebelum memasuki kelompok nosel yang pertama. h_0 dan h_1 menunjukkan besarnya kerugian pada turbin dengan memperhitungkan kerugian kalor pada katup pengaman. h_2 menunjukkan besarnya kerugian kalor pada tingkat pertama. Kondisi uap pada sisi keluar dari tingkat pertama (yakni kondisi awal untuk tingkat yang kedua) diperoleh dengan jalan mengurangkan kerugian kalor h_1 pada suhu-suhu h_{p1} akibat gesekan dan angin dan kerugian akibat kecepatan-keluar (carry-over) h_2 yang terjadi pada tingkat pertama pada diagram $i-s$. Kalor yang dimanfaatkan untuk melakukan kerja mekanis oleh sebab itu akan sebesar

$$h_i = h_0 - h_1 - h_2 - h_{p1} - h_c$$

Pada pemabasan seluruh atau parsial kecepatan keluar dari tingkat yang sebelumnya dilakukan untuk tingkat-tingkat yang selanjutnya pada hampir semua turbin nekatingkat. Akan tetapi, pada tingkat-tingkat yang berlainan ini kecepatan keluar tidak dimanfaatkan: tingkat pertama (dalam hal pengaturannya dengan turbin) tingkat akhir, semua tingkat sesudah uap dicorot untuk proses regenerasi atau maksud-maksud lain. Seringkali juga dengan tingkat-tingkat sesudah terdapat ruang cukup besar yang mungkin didesain untuk mempedefikan konstruksi. Pada semua hal yang disebutkan di atas, disebabkan oleh adanya ruang yang cukup besar antara sudu-sudu yang disebutkan di atas dan nosel-nosel tingkat-tingkat yang berikutnya, telah memungkinkan untuk memanfaatkan kecepatan-keluar (carry-over).

Jika kecepatan-keluar suatu tingkat dimanfaatkan pada tingkat berikutnya, maka kecepatan-keluar tersebut ditunjukkan pada diagram $i-s$ sebagai berikut (Gambar 7-2): ekivalensi kalor kecepatan-keluar tersebut ditambahkan secara vertikal kepada penurunan kalor tingkat yang berikutnya dari titik yang ditunjukkan setelah mengurangkan semua kerugian dari tingkat yang sebelumnya, dengan kata lain, titik h_1 menunjukkan penurunan kalor telah berlangsung sempurna pada tingkat yang pertama (yakni titik-titik h_1, h_2, h_3 pada Gambar 7-2). Titik-titik $d_0^I, d_0^{II}, d_0^{III}$ memberikan parameter-parameter uap fiktif yang berlaku untuk tingkat-tingkat yang dimanfaatkan (parameter-parameter stagnasi).

Jadi kalor yang dimanfaatkan pada sebarang tingkat turbin nekatingkat akan menjadi sebesar

$$h_i = h_0 + \mu h_c^{pr} - h_1 - h_2 - h_{p1} - h_{kecepatan} - h_{kebasahan} - h_c$$

dimana μ = koefisien pemanfaatan kecepatan-keluar (biasanya dari 0,7 sampai 0,8). Kadangkala $\mu = 1$.

$$h_0, h_1, h_{p1}, h_{kecepatan}, h_c$$

h_c = kerugian kecepatan keluar (carry over loss) dari tingkat yang sebelumnya.

h_1 = kerugian kecepatan keluar pada tingkat yang pertama, karena nosel-nosel pada cakram yang pertama.

h_2 = kerugian kecepatan keluar pada tingkat yang kedua.

h_{p1} = kerugian kecepatan keluar pada tingkat yang pertama akibat gesekan dan angin.

$h_{kecepatan}$ = kerugian kecepatan keluar pada tingkat yang dimanfaatkan.

h_c = kerugian kecepatan keluar pada tingkat yang dimanfaatkan akibat gesekan dan angin.

h_0 = entalpi uap pada kondisi awal.

μ = koefisien pemanfaatan kecepatan-keluar.

Kalor yang dimanfaatkan pada turbin dengan demikian adalah

$$H_i = \sum h_i = h_i^I + h_i^{II} + h_i^{III} + h_i^{IV} \quad (7-2)$$

di mana $h_i^I, h_i^{II}, h_i^{III}, h_i^{IV}$ adalah penurunan kalor yang dimanfaatkan pada setiap tingkat turbin.

Efisiensi-dalam relatif tingkat turbin nekatingkat (termasuk kecepatan-keluar dari tingkat yang sebelumnya) akan menjadi

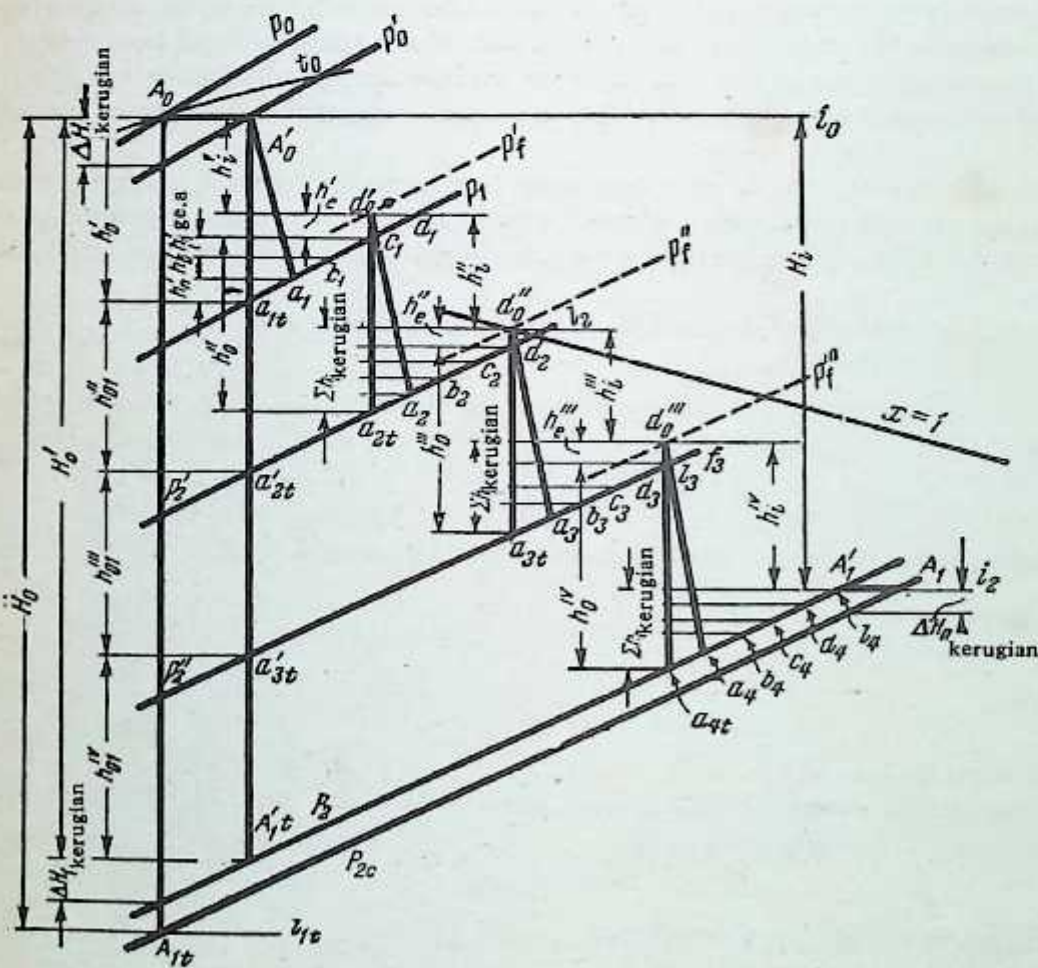
$$\eta_{or}^{tk} = \frac{h_i}{h_0 + \mu h_e^{pr}} \quad (7-3)$$

Efisiensi-dalam relatif turbin secara keseluruhan akan menjadi

$$\eta_{ol} = \frac{\sum_i h_i}{H_0} = \frac{H_i}{H_0} \quad (7-4)$$

7.3. KOEFISIEN PENGULANG-MANFAATAN KALOR

Garis tekanan konstan (isobar) pada diagram $i-s$ adalah bersifat memencar (divergen), dan oleh sebab itu dengan membesarnya entropi, penurunan kalor adiabatik di antara kedua tekanan akan bertambah besar. Proses penurunan kalor pada turbin nekatingkat tidak persis terjadi sepanjang garis adiabatik teoretis tetapi adalah menuruti garis yang agak melengkung seperti yang ditunjukkan pada gambar (Gambar 7-2). Proses penurunan kalor aktual dengan memperhitungkan seluruh kerugian kalor pada setiap tingkat untuk turbin nekatingkat dengan empat tingkat-tekanan ditunjukkan pada Gambar 7-2, dan diberikan oleh garis $A_0^I a_1 d_0^I a_2 d_0^{II} a_3 d_0^{III} a_4 A_1'$.



Gambar 7-2. Proses penurunan kalor pada diagram $i-s$ untuk turbin impuls nekatingkat.

¹ Di sini dan seterusnya tingkat-tingkat turbin akan ditandai dengan I, II, III, ... atau ' , ' , ' , ...

Karena turbin turbin ini bersifat memutar, kita peroleh $h_0^{II} > h_{01}^{II}$, $h_0^{III} > h_{01}^{III}$ dan $h_0^{IV} > h_{01}^{IV}$. Artinya, penurunan kalor adiabatik isotropis proses adiabatik semula $A_0 A_1$, akan lebih kecil daripada penjumlahan penurunan kalor pada setiap koempat tingkat untuk proses ekspansi aktual, dengan kita

$$H_s = h_{01}^I + h_{01}^{II} + h_{01}^{III} + h_{01}^{IV} < < h_0^I + h_0^{II} + h_0^{III} + h_0^{IV}.$$

Untuk turbin dengan z tingkat, kita dapat menuliskan

$$H_s < \sum z h_{01}^z$$

Perbedaan antara sisi kanan dan kiri Persamaan (7-5) menunjukkan jumlah kalor yang dikembalikan ke sistem, dalam hal turbin nokatingkat, untuk pemanfaatan pada tingkat-tingkat yang berikutnya.

Adalah biasa untuk menyatakan hubungan antara H_s dan $\sum z h_{01}^z$ sebagai

$$\sum z h_{01}^z = (1 + \alpha) H_s$$

di mana $\alpha < 1$ dikenal sebagai koefisien pengulang-manfaatan kalor (heat recovery coefficient). Dari persamaan (7-6), kita peroleh

$$(1 + \alpha) = \frac{\sum z h_{01}^z}{H_s} \quad \text{dan}$$

$$\alpha = \frac{\sum z h_{01}^z - H_s}{H_s} = \frac{h_{01}^z}{H_s}$$

di mana h_{01}^z — kalor yang diulang-manfaatkan pada berbagai tingkat sebagai akibat pemanfaatan kecepatan keluar. Akan tetapi, akan salah bila diingulkan dari pembuktian di atas bahwa kerugian kalor pada turbin dianggap sebagai keuntungan yang positif, karena hanya sebagian kecil dari energi ini diulang-manfaatkan sementara pada waktu yang sama pertambahan kerugian kalor akan menyebabkan penurunan efisiensi yang nyata.

Semakin banyak jumlah tingkat, akan semakin besar pengulang-manfaatan kalor ini, sehingga perantara pada jumlah tingkat tekanan bisa dianggap sebagai faktor yang positif. Koefisien pengulang-manfaatan kalor akan bertambah besar dengan semakin banyaknya jumlah tingkat-tekanan dan penurunan efisiensi turbin.

Umumnya nilai α diambil antara 0,25 sampai 0,35. Untuk $\alpha = 0,25$ sampai 0,35.

Untuk turbin nokatingkat kita peroleh

$$H_s = h_{01}^I + h_{01}^{II} + h_{01}^{III} + \dots + h_{01}^z$$

$$\text{dan } \sum z h_{01}^z = h_{01}^I + h_{01}^{II} + h_{01}^{III} + \dots + h_{01}^z$$

Dengan mengandaikan bahwa efisiensi setiap tingkat turbin sama, kita peroleh

$$h_{01}^z = \frac{h_{01}^I}{\eta^z}$$

dan untuk

$$H_s = h_{01}^I + h_{01}^z$$

di mana η^z — efisiensi setiap tingkat.

Hal persamaan yang terakhir tersebut adalah bahwa efisiensi turbin nokatingkat secara keseluruhan adalah lebih tinggi daripada efisiensi rata-rata setiap tingkatnya.

1.1. RINGKASAN KARAKTERISTIK TURBIN TURBOKOMPAK

Terdapat perbedaan pada turbin $\alpha - 1$ dan $\alpha - 2$ dalam arti bahwa turbin tingkat-tingkat yang paling ekstrim adalah turbin nokatingkat yang berhubungan $\alpha < 1$. Metode yang sama juga mengutarakan perbedaan turbin nokatingkat.

Penurunan kalor yang terjadi pada nosel tingkat (dengan mengabaikan pemanfaatan kecepatan-ke-luar (carry-over)) dapat dinyatakan seperti berikut ini

$$h_o = \frac{Ac_1^2}{2g\varphi^2} = \frac{c_1^2}{8.378\varphi^2} = \frac{u^2}{8.378\varphi^2 x^2}, \quad (7-8)$$

di mana $x = (u/c_1)$, atau lebih lanjut dapat dituliskan sebagai

$$x^2 h_o = \frac{u^2}{8.378\varphi^2}. \quad (7-8a)$$

Untuk turbin nekatingkat, perjumlahan sisi-sisi kanan dan kiri memberikan

$$\sum x^2 h_o = \frac{1}{8.378\varphi^2} \sum u^2. \quad (7-8b)$$

Bila dianggap bahwa perbandingan x adalah sama untuk semua tingkat, maka nilai perbandingan ini dapat dikeluarkan dari tanda perjumlahan, sehingga

$$8.378\varphi^2 x^2 = \frac{\sum u^2}{\sum h_o} = \frac{\sum u^2}{(1 + \alpha) H_o} \quad (7-8c)$$

atau akhirnya

$$Y = 8.378\varphi^2 x^2 = \frac{\sum u^2}{(1 + \alpha) H_o} = \frac{\sum u^2}{H_o \alpha}. \quad (7-8d)$$

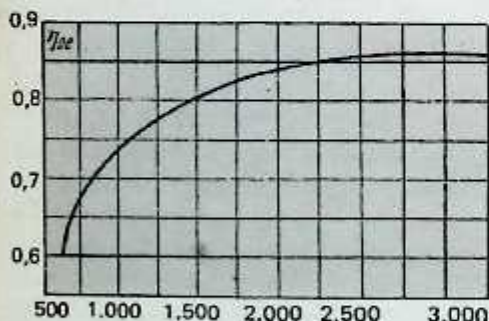
Koefisien Y pertama kali dianjurkan oleh C.A. Parsons dan dikenal sebagai koefisien karakteristik untuk turbin nekatingkat. Koefisien ini serupa dengan u/c_1 dan faktor utama yang mengatur desain ekonomis turbin secara keseluruhan.

Hubungan yang persis sama diperoleh untuk turbin yang memakai kecepatan-keluar (carry-over) maupun untuk turbin reaksi.

Hubungan antara koefisien karakteristik dan efisiensi efektif relatif ditunjukkan pada Gambar 7-3. Dari grafik itu jelaslah bahwa nilai η_{re} akan bertambah besar dengan membesarnya nilai Y . Ada kenaikan yang cepat pada nilai η_{re} hingga ke nilai $Y = 2.000$, lebih besar dari ini kenaikan η_{re} akan semakin lambat.

Untuk penurunan kalor teoretis yang diketahui pada turbin, koefisien karakteristik Y akan bertambah besar dengan membesarnya nilai $\sum u^2$. Nilai $\sum u^2$ yang besar dapat diperoleh baik dengan jalan memperbesar jumlah tingkat, memperbesar diameter cakram sudu, maupun rpm.

Turbin dengan silinder tunggal dengan jumlah tingkat yang relatif sedikit (dari 4 sampai 8-10) adalah turbin yang kompak, murah dan sangat mudah pengoperasiannya. Akan tetapi, efisiensinya tidak begitu tinggi yang merupakan keburukan utama turbin jenis ini. Contoh turbin yang demikian ini [K-3 (AK-3)]¹ ditunjukkan pada Gambar 7-4. Turbin ini dibuat oleh Kirov Turbine Building Works dan mempunyai kapasitas 3.000 kW pada putaran 3.000 rpm. Turbin ini terdiri dari tingkat Curtis dua-baris dan empat tingkat-tekanan. Praktek yang terdahulu ialah membuat turbin-turbin yang berkapasitas besar dengan jumlah tingkat yang lebih banyak pada kepesatan poros 1.500 rpm. Akan tetapi, pabrik-pabrik yang utama (L.M.W., Kh. T.W. dan lain-lain) sekarang ini telah beralih ke pembuatan turbin-turbin dengan kepesatan poros 3.000 rpm, yang dengan demikian akan mengurangi jumlah tingkat-tekanan.



$$\text{Koefisien} = \frac{\sum u^2}{H_o \alpha} \cdot \frac{\text{m}^2/\text{detik}^2}{\text{Kkal/kg}}$$

Gambar 7-3. Hubungan antara efisiensi dan koefisien karakteristik.

¹ Bukan turbin standar

nya pusing; demikian juga pengisapan dan penarikan. Akan tetapi, pengaruh derajat reaksi yang baik pada efisiensi turbin akan hilang bila penurunan kalor yang terjadi pada sudu-sudu gerak itu relatif besar, karena keadaan yang demikian akan menyebabkan kebocoran uap melalui ruang melingkar di antara sudu-sudu gerak dan stator turbin, dengan kata lain, efisiensi akan turun. Dalam hal-hal yang demikian turbin dilengkapi dengan perapat-perapat labirin.

Di samping itu, sebagai akibat penurunan kalor yang terjadi pada sudu-sudu gerak, yakni, dengan penambahan pada derajat reaksi akan terdapat tekanan yang cukup besar yang dikerjakan pada cakram sudu yang akan diteruskan ke bantalan dorong.

Jadi, untuk menghindari dorongan aksial yang besar adalah biasa untuk mengizinkan derajat reaksi sebesar 4 sampai 5% pada tingkat-tingkat tekanan tinggi. Bagaimanapun, pada tingkat-tingkat tekanan rendah derajat reaksi dapat mencapai nilai yang besarnya sampai 20% (kadang-kadang 30%), ataupun yang lebih besar lagi bila penurunan tekanan adalah relatif kecil. Pada turbin-turbin uap kapasitas besar sekarang ini adalah biasa untuk mendapatkan derajat reaksi sebesar 50 sampai 60% untuk tingkat-tingkat tekanan rendah (tingkat-tingkat ini dapat disebutkan sebagai tingkat-tingkat reaksi). Untuk mengurangi dorongan aksial pada cakram sudu tingkat tekanan tinggi adalah biasa untuk melengkapinya dengan lubang-lubang penyeimbang tekanan, bila derajat reaksi untuk tingkat-tingkat ini tidak lebih dari 5 sampai 15%. Tingkat-tingkat tekanan rendah tidak dilengkapi dengan lubang-lubang penyeimbang tekanan yang demikian itu, karena tekanannya — jika terdapat derajat reaksi yang cukup besar — akan menyebabkan kerugian-kerugian kebocoran yang besar dan penurunan pada efisiensi turbin. Besarnya perbedaan tekanan pada tingkat-tingkat tekanan rendah tidak berapa berpengaruh, sehingga penyeimbangan tekanan untuk tingkat-tingkat tekanan rendah dianggap tidak perlu.

Dalam hal turbin impuls murni sewaktu beroperasi pada kondisi-kondisi di luar yang didesain, terdapat kemungkinan adanya derajat reaksi dan perbedaan tekanan antara kedua sisi cakram yang berputar. Kebocoran uap melalui perapat diafragma (khususnya bila celah melingkar itu relatif besar) juga akan memberikan kemungkinan untuk terjadinya derajat reaksi dan dorongan aksial. Jadi lubang-lubang penyeimbang tekanan diberikan untuk turbin impuls murni ini. Turbin-turbin yang beroperasi dengan derajat reaksi yang tidak begitu besar dari segi fisis konstruksinya tidak berbeda dari turbin-turbin jenis impuls murni, derajat reaksi yang diinginkan diberikan oleh perubahan bagian-bagian sisi-keluar sudu pengarah ataupun sudu-gerak seperlunya.

Pendesainan Tingkat-tingkat Tekanan dengan Derajat Reaksi

Kecepatan teoretis uap yang keluar dari sebuah nosel diperoleh dari persamaan-persamaan:

a) dengan memanfaatkan kecepatan keluar (carry-over) tingkat yang sebelumnya

$$c_{1t} = 91,5 \sqrt{h_{01} + \frac{\mu c_{1e}^2}{8,378}} = 91,5 \sqrt{(1 - \varrho) h_0 + \mu h_0^{pr}} \quad (7-9)$$

di mana h_0^{pr} — ekuivalensi kalor kecepatan-keluar dari tingkat sebelumnya;

μ — koefisien pemanfaatan kecepatan-keluar;

b) dengan mengabaikan kecepatan keluar

$$c_{1t} = 91,5 \sqrt{(1 - \varrho) h_0} \quad (7-9')$$

Koefisien μ tergantung pada besarnya celah aksial antara sudu-gerak dan nosel stasioner dan juga pada tebal ujung-ujung belakang (trailing edge) sudu-gerak dan ujung-ujung sisi-masuk nosel. Dengan membesarnya celah ini, μ akan turun. Untuk tujuan pendesainan, μ dapat diambil sama dengan 0,7 sampai 0,8. Bila celah aksial ini cukup kecil adalah biasa untuk mengambil nilai μ sama dengan 1.

Kecepatan uap aktual pada sisi-keluar nosel adalah

$$c_1 = \varphi c_{1t} \quad (7-10)$$

Diagram segitiga kecepatan digambarkan dengan kecepatan c_1 dan sudut $\alpha_1 = 11$ sampai 20° .

Kecepatan relatif uap pada jalan masuk ke sudu-gerak dan sudut β_1 diambil langsung dari segitiga kecepatan, atau secara analitis.

Kecepatan relatif teoretis uap pada sisi-keluar sudu-gerak diperoleh dari Persamaan (2-25):

$$\begin{aligned} \omega_{z1} &= 91,5 \sqrt{\frac{\omega_1^2}{8.378} + h_{o1}} = \\ &= 91,5 \sqrt{\frac{\omega_1^2}{8.378} + \varrho h_o}. \end{aligned} \quad (7-11)$$

Kecepatan relatif uap pada sisi-keluar sudu-gerak dengan memperhitungkan kerugian akan menjadi:

$$\omega_z = \psi \omega_{z1} = 91,5 \psi \sqrt{\frac{\omega_1^2}{8.378} + \varrho h_o} \quad (7-12)$$

Koefisien kecepatan ψ untuk kecepatan-kecepatan uap sebesar 300 sampai 400 m/detik dan $\varrho = 5$ sampai 10% diambil sebesar 1,5 sampai 2% lebih besar daripada koefisien untuk tingkat impuls.

Dengan bantuan nilai $\beta_2 = \beta_1 - (3 \text{ sampai } 10^\circ)$ yang diandaikan, segitiga kecepatan digambarkan yang dari sini nilai c_2 dan α_2 ditentukan.

Pengevaluasian kerugian-kerugian kalor, penurunan kalor aktual yang dimanfaatkan pada suatu tingkat turbin, efisiensi, dan daya-dalam yang dihasilkan serta ukuran-ukuran sudu-gerak dan sudu pengarah dilakukan persis sama dengan yang dilakukan pada tingkat turbin impuls murni.

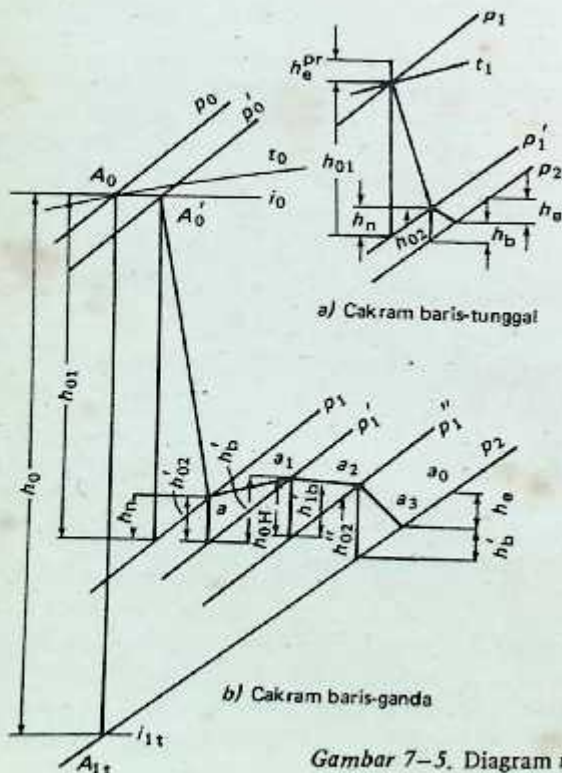
Kerugian kalor pada sudu-gerak ditentukan dari rumus berikut

$$\begin{aligned} h_b &= \frac{\omega_{z1}^2 - \omega_z^2}{8.378} = (1 - \psi^2) \frac{\omega_{z1}^2}{8.378} = \\ &= (1 - \psi^2) \left(\frac{\omega_1^2}{8.378} + \varrho h_o \right). \end{aligned} \quad (7-13)$$

Keja yang dilakukan oleh satu kilogram uap pada sudu-gerak suatu tingkat turbin ditentukan dari Persamaan (6-3).

Keja teoretis satu kilogram uap pada sudu-gerak suatu tingkat akan menjadi sebesar

$$L'_b = \frac{c_{nd}^2}{2g}.$$



Gambar 7-5. Diagram $i-s$ untuk tingkat turbin dengan sedikit reaksi.

di mana

$$c_{ad} = 91,5 \sqrt{\mu h_c^{pr} + h_{01} + h_{02}} = \sqrt{c_{1t}^2 + \omega_{2t}^2 - \omega_1^2}$$

—kecepatan teoretis uap bila seluruh penurunan kalor yang terjadi pada tingkat tersebut dikonversikan menjadi energi kinetik.

Efisiensi pada pelek (rim) cakram yang membawa sudu-gerak tersebut diperoleh dari persamaan

$$\eta_n = \frac{2u(c_{1n} - c_{2n})}{c_{ad}^2} \quad (7-14)$$

$$\text{atau } \eta_n = \frac{2u(c_{1n} - c_{2n})}{c_{1t}^2 + \omega_{2t}^2 - \omega_1^2} \quad (7-14a)$$

yang juga berlaku untuk tingkat dengan sebarang derajat reaksi yang diberikan¹.

Ukuran sudu-sudu ditentukan dengan cara yang sama dengan cara penentuan untuk tingkat-tingkat impuls. Volume spesifik uap pada sisi keluar nosel diperoleh dari tekanan p_1' . Proses lengkap ekspansi untuk tingkat dengan reaksi seperti yang ditunjukkan pada Gambar 7-5a.

7.6. REAKSI UNTUK CAKRAM DUA-BARIS

Telah disebutkan sebelumnya, ada kemungkinan terjadinya pemisahan semburan uap dari dinding-dinding sudu gerak bila terdapat perbedaan yang besar pada tinggi sudu antara sisi-masuk dan sisi-keluar sudu, yang menyebabkan bertambah besarnya kerugian-kerugian oleh karena timbulnya pusaran. Telah terbukti dari pengalaman pada berbagai pabrik di Uni Soviet bahwa hasil-hasil yang baik diperoleh dari sudu-sudu gerak yang lebarnya 40 mm dan sudu-sudu pengarah yang lebarnya 30 mm jika perbandingan antara tinggi sisi-masuk dan sisi-keluar sudu untuk cakram dua-baris adalah

$$\frac{l_1'}{l} = 1,20; \quad \frac{l_{gb}}{l_1'} = 1,30; \quad \frac{l_2'}{l_{gb}} = 1,30;$$

dan untuk roda tiga-baris

$$\frac{l_2'}{l} = 2,6 \quad \text{sampai } 3,2$$

Perbandingan yang lebih besar disarankan untuk sudu yang lebih pendek dan perbandingan yang lebih kecil untuk sudu yang panjang. Pertambahan pada tinggi sudu dari sisi-masuk ke sisi-keluar dapat diambil sama untuk semua pelek (rim) cakram.

Tinggi sisi-keluar sudu baris kedua dan ketiga dicari dari rumus-rumus

a) untuk roda dua-baris

$$l_2' = \frac{Gv_2'}{\pi d e \omega_2' \sin \beta_2'} \quad (7-15)$$

b) untuk roda tiga-baris

$$l_2'' = \frac{Gv_2''}{\pi d e \omega_2'' \sin \beta_2''} \quad (7-15a)$$

di mana v_2' dan v_2'' — volume spesifik uap sesudah melewati sudu-gerak baris kedua dan ketiga;

ω_2' — kecepatan relatif uap pada sisi-keluar sudu-gerak baris ketiga;

β_2'' — sudut sisi-keluar vektor kecepatan relatif ω_2'' .

Pengurangan pada tinggi sudu dapat diperoleh dengan jalan memperbesar sudut-sudut β_2' dan β_2'' dan kecepatan ω_2' dan ω_2'' . Pembesaran sudut-sudut β_2' dan β_2'' disarankan hanya pada batas tertentu, karena pembesaran sudut-sudut ini kecepatan-keluar c_2' dan c_2'' (kecepatan sudu-gerak baris kedua dan ketiga) akan membesar dan, secara serempak, efisiensi akan menurun, disebabkan oleh kecepatan sisi-keluar yang bertambah besar. Oleh sebab itu disarankan untuk membuat sudu dengan tinggi yang lebih

¹ Lihat Pasal 7-10 untuk penjabaran persamaan yang sama untuk efisiensi turbin reaksi.

...
 ...
 ...

Kecepatan relatif teoretis pada sisi keluar diperoleh dari persamaan berikut:

$$w_{e1} = 91,5 \psi_{ab} \sqrt{\frac{c_1^2}{8,378} + Q_{ab} h_a}$$

di mana $Q_{ab} = h'_{a2}/h_a$ - derajat reaksi pada sudu-sudu gerak baris pertama;
 h_{a2} - penurunan kalor yang terjadi pada sudu-sudu gerak.

Kecepatan relatif teoretis pada sisi keluar diperoleh dari

$$w_{e1} = \frac{w_1}{\psi}$$

Kerugian kalor pada sudu-gerak diperoleh dari Persamaan (2-27a). Kondisi uap pada masuk dan sudu-gerak baris pertama dan volume spesifik uap (titik a_1 pada Gambar 7-5b) v_1 diperoleh dari diagram $i-s$ dengan bantuan penurunan kalor h'_{a2} dan kerugian kalor pada sudu-gerak h_{a2} . Tekanan p_1 sudah baris pertama sudu-gerak juga ditentukan oleh titik a_1 . Tinggi sisi-keluar sudu-sudu baris pertama diperoleh dari Persamaan (4-11). Kecepatan mutlak uap pada sisi keluar dari sudu-gerak maupun α_1 diperoleh langsung dari segitiga kecepatan.

Segitiga kecepatan untuk baris kedua sudu-gerak digambar dengan bantuan kecepatan mutlak pada sisi-masuk ke baris kedua, yang besarnya adalah

$$c'_1 = 91,5 \psi_{ab} \sqrt{\frac{c_2^2}{8,378} + Q_{ab} h_a} \quad (7)$$

dan beberapa nilai α'_1 dan ψ_{ab} yang sepantasnya diandaikan.
 Pada persamaan di atas $Q_{ab} = h_{ab}/h_a$ - derajat reaksi pada sudu-sudu pengarah.
 h_{ab} - penurunan kalor yang terjadi pada sudu-sudu pengarah.
 Kecepatan teoretis uap pada sisi keluar dari sudu pengarah akan menjadi

$$c'_{a1} = \frac{c'_1}{\psi_{ab}} \quad (7)$$

Kerugian kalor pada sudu pengarah akan menjadi

$$h'_{ab} = \frac{c'_{a1}{}^2 - c_1^2}{8,378} \quad (7)$$

Kondisi uap pada sisi keluar dari sudu pengarah dan volume spesifik v_{ab} diperoleh dari diagram $i-s$ dengan menggunakan penurunan kalor dan kerugian kalor h_{ab} dan h'_{ab} (titik a_2 pada Gambar 7-5b). Nilai p_1 dan α_1 yang diperoleh ini juga akan menentukan tekanan p'_1 sesudah sudu pengarah. Tinggi

keluar sudu pengarah diperoleh dari persamaan

$$l'_{gb} = \frac{G a'_{gb}}{\pi d e c'_1 \sin \alpha'_1} \quad (7-21)$$

di mana α'_1 - sudut sisi-keluar mutlak uap dari sudu-sudu pengarah; $\sin \alpha'_1 = \frac{a'_1}{l'_{gb}}$ (a'_1 lebar laluan sudu-sudu pengarah dan l'_{gb} - jarak-bagi sudu pengarah).

Kecepatan uap w'_1 pada sisi masuk ke sudu-sudu gerak baris kedua dan sudut β'_1 diperoleh dari segitiga kecepatan. Dengan mengandaikan sudut keluar β'_2 (dari Gambar 5-4) koefisien kecepatan ψ diperoleh untuk sudu-sudu gerak baris kedua, Kecepatan-keluar uap dengan demikian akan menjadi

$$w_2 = 91,5 \psi' \sqrt{\frac{w_1'^2}{8.378} + Q_2 h_{o2}} \quad (7-22)$$

di mana $Q_2 = \frac{h_{o2}''}{h_o}$ - derajat reaksi pada sudu gerak baris kedua;

h_{o2}'' - penurunan kalor yang terjadi pada baris kedua sudu-gerak,

Segitiga kecepatan sisi-keluar digambarkan dari nilai-nilai yang baru saja diperoleh yang dari sini kecepatan c'_2 dan sudut α'_2 ditentukan. Kerugian kalor pada baris kedua sudu-gerak h_b'' diperoleh dari Persamaan (2-27a) di mana w_{2t} dan w_{2r} digantikan pada suku-suku w_{2t} dan w_{2r} .

Kondisi-kondisi uap pada sisi keluar dari baris kedua sudu-sudu gerak dan volume spesifik v'_1 diperoleh seperti cara yang sebelumnya dengan jalan menambahkan penurunan kalor h_{o2}'' dan dengan mengurangkan kerugian-kerugian kalor h_b'' (titik a_3 pada Gambar 7-5b).

Tinggi sisi-keluar sudu-sudu gerak baris kedua ditentukan dari Persamaan (7-15).

Efisiensi pada keliling cakram dapat diperoleh dari persamaan

$$\eta_u = \frac{2u \sum (c_{1u} - c_{2u})}{c_{ad}^2} \quad (7-23)$$

di mana

$$c_{ad} = 91,5 \sqrt{h_{o1} + h'_{o2} + h_{ogb} + h''_{o2}}$$

Kondisi uap sesudah sudu-gerak diperoleh (titik a_3 pada Gambar 7-5b) dengan mengukur pada diagram $i-s$ kerugian kecepatan-keluar (carry-over) h_c dan kerugian gesekan cakram dan angin.

7.7. PERHITUNGAN PENURUNAN KALOR UNTUK TURBIN IMPULS NEKATINGKAT

Untuk tujuan pengaturan adalah suatu praktek yang biasa dilakukan akhir-akhir ini untuk memakai roda impuls baris-tunggal (atau dua-baris) pada tingkat pertama turbin tersebut. Dalam hal pengaturan dengan pencekikan, tingkat pengatur yang demikian tidak dipakai.

Untuk menghindari ukuran nosel yang sangat kecil, tingkat pertama biasanya diberi pemasukan parsial. Akan tetapi, bila turbin mempunyai kapasitas yang besar uap dimasukkan dengan sistem pemasukan penuh untuk tingkat pengaturnya.

Untuk turbin kondensasi yang beroperasi pada kevakuman yang tinggi, sudu tingkat-tingkat rendahnya dibuat sebesar mungkin, disebabkan oleh volume spesifik yang sangat besar yang diperoleh pada tekanan ini. Tentu saja, ukuran-ukuran sudu adalah sedemikian sehingga masih bersesuaian dengan persyaratan minimum yang ditinjau dari kekuatan mekanisnya.

Jadi, selama pendesainan turbin nekatingkat, adalah biasa untuk melakukan perhitungan pendahuluan untuk tingkat pertama (pengatur), kedua dan terakhir. Jumlah tingkat-tengahnya dan rinciannya ditentukan hanya setelah diperoleh ukuran-ukuran dasar untuk tingkat pertama, kedua dan terakhir.

1. Perhitungan Pendahuluan untuk Tingkat Pertama (Pengatur)

Berbagai ukuran untuk tingkat pertama harus ditentukan sedemikian sehingga $l \geq 10^1$ mm dan $\epsilon \geq 0,2$. Penampang sisi-keluar untuk nosel diperoleh dari persamaan kontinuitas, yakni

¹ Adalah praktek yang biasa akhir-akhir ini untuk membuat l tidak kurang dari 20 sampai 30 mm untuk turbin-turbin kapasitas besar.

$$f_1 = \frac{G_0 v_1}{c_1} = \frac{\pi d \epsilon l \sin \alpha_1}{c_1}, \quad (7-2)$$

di mana c_1 – kecepatan uap pada sisi keluar nosel;
 v_1 – volume spesifik uap sesudah nosel.

Dengan mensubstitusikan ke dalam Persamaan (7-24) nilai u/x sebagai pengganti c_1 , di mana $u/c_1 = u/x$ kita akan memperoleh

$$G_0 v_1 x = \pi d \epsilon l u \sin \alpha_1, \quad (7-2)$$

Oleh karena $u = \frac{\pi d n}{60}$ kita akan mendapatkan

$$60 G_0 v_1 x = \pi^2 d^2 \epsilon l n \sin \alpha_1, \quad (7-25)$$

Dengan menyelesaikan persamaan di atas untuk diameter kita peroleh

$$d = \sqrt{\frac{60 G_0 v_1 x}{\pi^2 \epsilon l n \sin \alpha_1}}. \quad (7-26)$$

Besaran x , ϵ , l dan α_1 pada Persamaan (7-26) tergantung pada desain mekanis tingkat pertama tersebut. Bila diandaikan nilai yang sepantasnya untuk besaran-besaran yang disebutkan di atas, kita peroleh bahwa besaran-besaran yang tidak diketahui adalah d dan v_1 . Jadi Persamaan (7-26) dapat diselesaikan hanya dengan mengandaikan berbagai nilai untuk d untuk mana volume spesifik v_1 ditentukan. Ketepatan pengandaian itu sekarang diperiksa dengan jalan membandingkan penurunan kalor yang diandaikan dengan penurunan kalor yang diperoleh untuk volume spesifik ini. Misalnya, bila untuk tujuan perhitungan-perhitungan pendahuluan kita andaikan nilai d maka kita peroleh $u = \pi d n / 60$, kecepatan uap $c_1 = u/x$, penurunan kalor adiabatik pada tingkat tersebut adalah $h_0 = c_1^2 / 8.378 \varphi^2$ dan kerugian-kerugian kalor pada nosel $h_n = (1 - \varphi^2) c_{1i}^2 / 8.378 \varphi^2$.

Dengan mengukur nilai-nilai h_0 dan h_n ini pada diagram $i-s$, kondisi uap dan volume spesifik v_1 sesudah nosel ditentukan. Dengan mensubstitusikan nilai v_1 ini ke dalam Persamaan (7-26) diameter d diperoleh. Jika nilai d yang diperoleh dari persamaan di atas tidak sama dengan nilai yang diandaikan itu, maka perhitungan yang sama selanjutnya harus dilakukan lagi dengan sedikit perubahan pada nilai d yang diandaikan hingga diperoleh hasil yang memuaskan.

2. Perhitungan Pendahuluan untuk Tingkat Kedua

Pemasukan uap parsial (partial admission) hanya dipakai untuk tingkat pertama dalam hal turbin-turbin dengan massa alir yang besar. Bila kapasitas turbin cukup kecil, pemasukan uap parsial dapat dilanjutkan pada beberapa tingkat tekanan-tingginya. Akan tetapi, untuk mempertahankan nilai efisiensi turbin yang besar, adalah disukai bahwa pemasukan uap penuh dapat dipakai untuk tingkat yang sebanyak mungkin guna mengurangi kerugian-kerugian yang diakibatkan oleh gesekan cakram dan pengadukan, walaupun pada turbin-turbin daya kecil. Dalam hal yang demikian, tinggi minimum nosel diandaikan dari 10 sampai 15 mm dan $\epsilon = 1$, dari mana diameter d ditentukan. Besar d yang terakhir diperoleh dengan bantuan Persamaan (7-26) dengan cara yang disebutkan pada pasal sebelumnya.

Tingkat kedua turbin dengan kapasitas menengah dan besar didesain dengan nilai-nilai $\epsilon = 1$ dan tinggi nosel 10 sampai 15 mm, tergantung pada diameter cakram yang dibutuhkan.

Kondisi uap sebelum nosel tingkat kedua diperoleh dengan jalan melakukan perhitungan yang terinci untuk tingkat pertama (seperti yang telah dijelaskan pada Bab Enam).

3. Perhitungan Pendahuluan untuk Tingkat Terakhir Turbin Kondensasi

Dari persamaan kontinuitas kita dapat menuliskan persamaan untuk bagian sisi keluar sudu-sudu gerak tingkat terakhir

$$f_2 \omega_2 = G_0 v_2 = \pi d l \omega_2 \sin \beta_2, \quad (7-27)$$

di mana v_2 - volume spesifik uap pada sisi keluar dari sudu-sudu gerak.

Karena $w_1 \sin \beta_2 = c_2 \sin \alpha_2$ kita peroleh

$$G_0 v_2 = \pi d l c_2 \sin \alpha_2. \quad (7-27a)$$

Dengan mensubstitusikan $d/l = \vartheta$ ke dalam Persamaan (7-27), kita peroleh

$$G_0 v_2 = \frac{\pi d^2}{v} c_2 \sin \alpha_2. \quad (7-27b)$$

Dengan menyelesaikan persamaan ini untuk mendapatkan nilai d kita peroleh

$$d = \sqrt{\frac{G_0 v_2 v}{\pi c_2 \sin \alpha_2}}. \quad (7-28)$$

Kerugian-kerugian kecepatan keluar dapat dinyatakan seperti

$$\frac{c_2^2}{8.378} = h_e = \zeta_c H_0. \quad (7-29)$$

di mana ζ_c - koefisien kerugian kalor untuk kecepatan keluar pada tingkat terakhir.

Dari Persamaan (7-29) kita peroleh

$$c_2 = 91,5 \sqrt{\zeta_c H_0}. \quad (7-29a)$$

Kecepatan c_2 uap yang meninggalkan sudu-gerak tingkat terakhir seluruhnya hilang. Semakin besar kecepatan-keluar c_2 , akan semakin besar kerugian dan akibatnya efisiensi akan semakin rendah.

Untuk turbin kondensasi, kerugian yang diakibatkan oleh kecepatan-keluar dapat mencapai nilai $\zeta_c = 1$ sampai 3% dari penurunan kalor teoretis H_0 yang terjadi di dalam turbin. Besarnya ζ_c diandaikan sedukupnya sewaktu melakukan perhitungan pendahuluan.

Dengan mensubstitusikan nilai c_2 yang diperoleh dari Persamaan (2-29a) ke dalam Persamaan (7-28), kita akan memperoleh diameter d sebagai

$$d = \sqrt{\frac{G_0 v_2 v}{\pi \times 91,5 \sqrt{\zeta_c H_0} \sin \alpha_2}}. \quad (7-30)$$

Untuk turbin kondensasi kapasitas menengah dan kecil, perbandingan $d/l = v$ harus diambil, sejauh mungkin, tidak kurang dari 5 sampai 6. Untuk turbin dengan kapasitas besar, nilai v dari segi hal-hal yang memaksa, diperkecil sampai 3 sampai 3,5 bahkan sampai 2,7.

Jika perbandingan $v < 8$ sampai 10, kecepatan keliling pada ujung terluar sudu-gerak cukup berbeda dengan kecepatan pada akar sudu. Jadi sudu-panjang tingkat-tingkat tekanan-rendah dibuat dengan sudut sisi-masuk yang terus menerus bervariasi, dengan kata lain, sudu sedikit mendapat puntiran untuk menghindari kejutan sewaktu uap memasuki laluan-laluan sudu. Tentu saja, sudu-sudu dengan profil yang dipuntir itu akan memperbesar biaya pembikinan dan pada waktu yang bersamaan proses pembikinan juga menjadi lebih rumit.

Volume spesifik uap pada sisi-keluar dari sudu-gerak diperoleh dari diagram $i-s$ dengan menggunakan nilai yang sesuai untuk efisiensi untuk tujuan-tujuan pendesainan pendahuluan. Adalah sangat disukai bahwa sudut sisi-keluar untuk kecepatan mutlak uap dari sudu-gerak tingkat akhir adalah 90° , karena kerugian kalor akibat kecepatan-keluar akan menjadi minimum untuk $\alpha_2 = 90^\circ$. Jadi untuk tujuan-tujuan perhitungan pendahuluan, kita dapat mengambil $\sin \alpha_2 = 1$ pada Persamaan (7-30).

Setelah mendapatkan nilai d kita dapat menentukan $u = \pi d n$ 60. Bila nilai u yang diperoleh terlalu tinggi, maka kita dapat memperkecil nilai perbandingan v atau memperbesar ζ_c .

Pada saat ini, banyak di antara pabrik pembuat turbin besar memakai kecepatan keliling, pada diameter rata-rata, yang besarnya kira-kira 315 m/detik. Pada turbin kapasitas besar, desain terakhir yang dibuat oleh L.M.W., kecepatan keliling, pada diameter rata-rata, untuk tingkat akhir adalah sebesar 314 m/detik. Untuk beberapa turbin kapasitas besar yang beroperasi pada parameter-parameter superkritis (sedang dibuat), kecepatan keliling pada diameter rata-ratanya adalah sebesar 350 sampai 360 m/detik.

Jika nilai u yang diperoleh adalah berlebihan walaupun dalam nilai batas ϑ dan ζ_c , maka tidak mungkin untuk membuat tingkat terakhir sebagai suatu unit tunggal dengan uap yang mengalir melalui sudu-sudu. Dalam hal yang demikian aliran uap dibagi menjadi dua aliran, setiap aliran melewati tingkat tekanan-rendah yang terpisah, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 7-19. Gambar 10-10 menunjukkan turbin yang dibangun oleh L.M.W. di mana dari tingkat yang terakhir sebagian uap dialirkan langsung ke kondenser yang melangkaukan (bypass) tingkat yang terakhir tersebut.

RECEIVED FROM THE [illegible]

[illegible]

[illegible]

1. [illegible]

[illegible]

[illegible]

[illegible]

[illegible]

[illegible]

[illegible]

[illegible]

[illegible]

[illegible]

[illegible]

[illegible]

[illegible]

[illegible]

[illegible]

[illegible]

[illegible]

[illegible]

[illegible]

[illegible]

[illegible]

antaranya untuk bagian tekanan-tinggi turbin kondensasi. Perhitungan desain akhir dilakukan sesudah memperoleh distribusi kalor yang memuaskan pada tingkat-tingkat antaranya. Sudut-sudut nosel biasanya diandaikan dari 11 sampai 18° yang membesar hingga 30 sampai 35° untuk tingkat-tingkat tekanan-rendah. Perbandingan u/c_1 untuk turbin nekatingkat diandaikan dari $0,48$ sampai $0,50$. Bila efisiensi bukanlah merupakan kriteria, maka nilai u/c_1 dapat diambil sebesar $0,44$ bahkan juga di bawahnya.

Untuk tingkat-tekanan dengan diameter yang sama atau dengan tinggi sudu yang bervariasi secara seragam, tanpa adanya celah yang lebar antara nosel dan sudu gerak, kecepatan-keluar dari tingkat yang sebelumnya haruslah diperhitungkan sewaktu menghitung kecepatan uap yang keluar dari nosel tingkat yang berikutnya.

Sewaktu melakukan perhitungan desain, ukuran-ukuran nosel dan sudu haruslah diperiksa kesesuaiannya (adaptability) dengan jalan memeriksa ukuran-ukuran ini pada gambar skala turbin tersebut. Jika ternyata bahwa ukuran-ukuran ini adalah sedemikian sehingga ada perbedaan yang besar pada diameter dan ukuran-ukuran lain-tingkat yang di sebelahnya, maka sudut α_1 dan β_2 haruslah diperbesar. Jadi untuk tingkat-tingkat tekanan-tinggi disarankan bahwa sudut α_1 haruslah berada di antara 11 dan 14° , yang secara berangsur-angsur α_1 diperbesar (biasanya hanya pada tingkat-tingkat tekanan-rendah untuk turbin-turbin kondensasi) hingga ke 20° dan dalam hal yang khusus bahkan dapat dibuat lebih besar lagi.

Pada turbin-turbin tekanan-tinggi moderen, α_1 biasanya diambil sama dengan 11 sampai 13° untuk beberapa tingkat yang pertama.

7.8. PROSEDUR PENDESAINAN UNTUK TURBIN IMPULS NEKATINGKAT

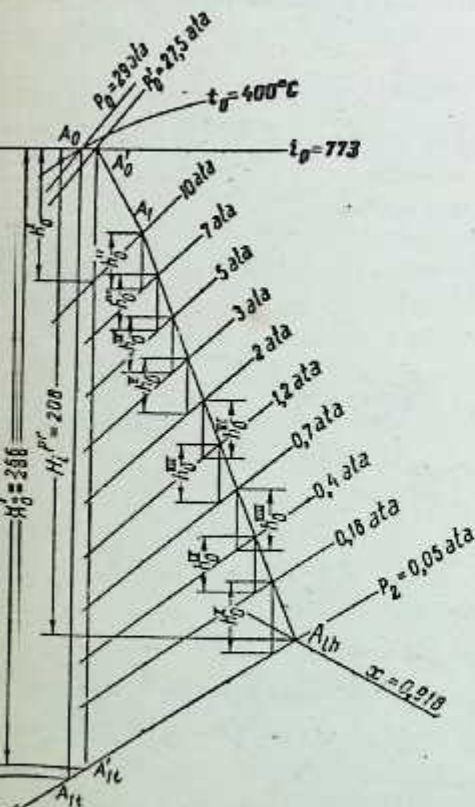
Contoh: Desainlah sebuah turbin impuls nekatingkat untuk kondisi yang diberikan berikut ini. Kapasitas pembangkitan pada terminal-terminal generator $N_e = 5.600$ kW, rpm = 3.000. Tekanan dan temperatur uap segar $p_0 = 29$ ata dan $t_0 = 400^\circ\text{C}$. Tekanan uap buang (tekanan kondenser) $p_2 = 0,05$ ata.

Pada diagram $i-s$ (Gambar 7-6) titik A_0 adalah titik yang menunjukkan kondisi uap segar. Penurunan kalor teoretis, yang mengabaikan kerugian pada katup-katup pengatur, diberikan oleh garis adiabatik A_0A_{1t} , yaitu

$$H_0 = i_0 - i_{1t} = 773 - 505 = 268 \text{ kkal/kg.}$$

Dengan mengandaikan kerugian pada katup-katup pengatur besarnya adalah 5% dari p_0 , kita akan mendapatkan nilai tekanan sebelum nosel sama dengan

$$p_0' = (1 - 0,05) p_0 = 0,95 \times 29 = 27,5 \text{ ata (titik } A_0').$$



Gambar 7-6. Penurunan kalor teoretis pada diagram $i-s$.

Jadi penurunan kalor adiabatik, dengan memperhitungkan kerugian pada katup-katup pengatur, akan diberikan oleh garis A_0-A_1' , yaitu

$$H'_0 = 773 - 507 = 266 \text{ kkal/kg.}$$

Massa alir uap melalui turbin akan menjadi

$$G_a = \frac{860 N_e}{3.600 H_0 \eta_{re} \eta_g} = \frac{860 \times 5.600}{3.600 \times 268 \times 0,760 \times 0,947} = 6,94 \text{ kg/detik}$$

di mana η_{re} dan η_g diambil dari Gambar 5-9 dan 5-11.

Sekarang mari kita tentukan ukuran-ukuran dasar tingkat pertama, kedua dan terakhir.

Tingkat pertama: Kita akan memakai roda dua-baris untuk tingkat pertama ini supaya dapat menggunakan bagian penurunan kalor yang lebih besar pada tingkat ini.

Untuk turbin kapasitas kecil, demikian juga dengan turbin dengan konsumsi uap yang rendah, disarankan bahwa bagian penurunan kalor yang lebih besar digunakan pada tingkat pertama dari segi pengurangan kerugian kebocoran (pada tekanan yang lebih rendah pada ruang tingkat pertama) maupun dari segi penyederhanaan konstruksi.

Desain tingkat yang demikian ini telah ditunjukkan pada Pasal 6-6. Roda impuls dua-baris ini digunakan juga sebagai tingkat-pengatur pertama untuk turbin nekatingkat yang dimaksudkan. Dengan menyatakan proses penurunan kalor untuk tingkat pertama pada diagram $i-s$, kita peroleh titik A_1 yang bersesuaian dengan kondisi uap sebelum nosel tingkat kedua.

Tingkat kedua: Pada kondisi pemasukan penuh (full admission) uap di sekeliling cakram tingkat kedua, diameter cakram akan diberikan oleh Persamaan (7-26)

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{60 G_a x v_1}{\pi^2 l n \sin \alpha_1}}$$

Dengan mengandaikan $x = 0,42$, $l = 10 \text{ mm}$ dan $\alpha_1 = 12^\circ$ untuk nosel tingkat kedua, kita peroleh

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{60 \times 6,94 \times 0,42 v_1}{\pi^2 \times 0,01 \times 3.000 \times 0,208}} = \sqrt[3]{2,81 v_1}$$

Untuk maksud-maksud perhitungan pendahuluan kita menaksir d_2 besarnya kira-kira 990 mm sehingga

$$u = \pi d_2 n / 60 = \pi \times 0,990 \times 3.000 / 60 = 156 \text{ m/detik;}$$

$$c_1 = u / x = 156 / 0,42 = 372 \text{ m/detik;}$$

$$c_{1r} = c_1 / \varphi = 372 / 0,95 = 392 \text{ m/detik;}$$

$$h_0 = c_{1r}^2 / 8.378 = 392^2 / 8.378 = 18,25 \text{ kkal/kg;}$$

$$h_n = (c_{1r}^2 - c_1^2) / 8.378 = (392^2 - 372^2) / 8.378 = 1,85 \text{ kkal/kg. tg.}$$

Dengan mengukur penurunan kalor pada nosel yang diperoleh di atas pada diagram $i-s$ dari titik A_1 , kita peroleh tekanan p_1 dan volume spesifik v_1 sesudah melewati nosel sebesar

$$p_1 = 7,25 \text{ ata dan } v_1 = 0,348 \text{ m}^3/\text{kg.}$$

Dengan mensubstitusikan nilai v_1 ini ke dalam rumus $d_2 = \sqrt[3]{2,81 v_1}$, kita peroleh $d_2 = \sqrt[3]{2,81 \times 0,348} = 0,99 \text{ m} = 990 \text{ mm}$ yang mana ini sudah sesuai dengan pengandaian yang dibuat sebelumnya.

Tingkat akhir: Dari Persamaan (7-30), diameter tingkat akhir ini akan menjadi

$$d_z = \sqrt[3]{\frac{G_a \vartheta v_2}{\pi \times 91,5 \sqrt{\xi_e H_0} \sin \alpha_2}}$$

Dengan mengandaikan $\vartheta = 6$, $\xi_e = 1,0\%$ dan $\alpha_2 = 90^\circ$ kita peroleh

$$d_z = \sqrt[3]{\frac{6,94 \times 6 \times v_2}{\pi \times 91,5 \times \sqrt{0,01 \times 208}}} = \sqrt[3]{0,0884 \times v_2}$$

Volume spesifik uap sesudah sudu-gerak baris terakhir diperoleh sebagai berikut.

Efisiensi-dalam relatif teoretis turbin diberikan oleh

$$\eta_{rel} = \frac{\eta_{re}}{\eta_m} = \frac{0,76}{0,98} = 0,776, \text{ di mana } \eta_m \text{ diambil dari Gambar 5-8.}$$

Jadi penurunan kalor yang berguna, yang digunakan di dalam turbin, akan sebesar

$$H_i^{th} = H'_0 \eta_{rel} = 268,0 \times 0,776 = 208 \text{ kkal/kg.}$$

Dengan mengukur penurunan kalor pada diagram $i-s$, kita peroleh titik A_{th} di mana volume spesifik $v_2 = 26,4 \text{ m}^3/\text{kg.}$

Jadi diameter tingkat akhir akan sebesar

$$d_z = \sqrt[3]{0,0884 \times 26,4} = 1,53 \text{ m} = 1,530 \text{ mm.}$$

Kecepatan keliling

$$u_z = \frac{\pi \times 1,53 \times 3.000}{60} = 240 \text{ m/det yang masih diizinkan.}$$

Untuk mendapatkan turbin yang kompak dan berharga murah kita akan mengandaikan jumlah tingkatnya sama dengan

$$z = 10,$$

dan koefisien karakteristik $Y = 1.400$.

Untuk nilai z dan Y yang diandaikan di atas, efisiensi yang diharapkan dari turbin tersebut akan lebih rendah. Kita misalkan koefisien pengulang-manfaatan (recovery) kalor $\alpha = 0,065$.

Oleh sebab itu kita peroleh

$$u_{rata-rata}^2 = \frac{Y(1+\alpha)H'_0}{z} = \frac{1.400 \times 284}{10} \approx 40.000;$$

$$\text{atau } u_{rata-rata} = 200 \text{ m/detik.}$$

Kita akan mengandaikan perbandingan u/c_1 adalah sama untuk seluruh tingkat. Biasanya, semakin sedikit jumlah tingkat, akan semakin rendah nilai perbandingan ini, yang oleh sebab itu kita akan mengandaikan nilai $u/c_1 = 0,42$.

Nilai $(u/c_1)_{rata-rata}$ untuk turbin akan sebesar

$$h_{rata-rata} = \frac{40.000}{8.378 \times 0,95^2 \times 0,4^2} = 33,1 \text{ kkal/kg}$$

Penurunan kalor rata-rata per tingkat dari Persamaan (7-32) akan sebesar

$$x_{rata-rata} = \frac{x_1 + 9x}{z} = \frac{0,22 + 9 \times 0,42}{10} = 0,4.$$

di mana ϕ telah diandaikan sebesar 0,95 dan konstan untuk seluruh tingkat.

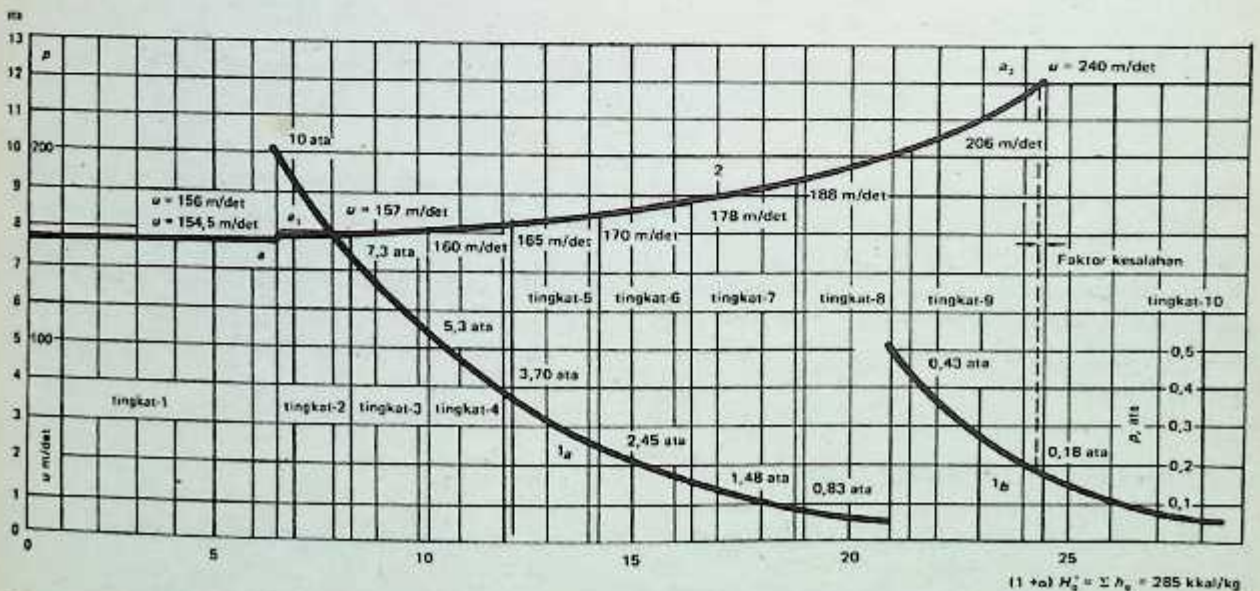
Untuk memungkinkan penentuan distribusi penurunan kalor pada berbagai tingkat turbin, grafik seperti yang ditunjukkan pada Gambar 7-7 digambarkan. Pada Gambar 7-6 titik-titik A'_0 , A_1 dan A_{10} dihubungkan dengan garis lurus. Garis $A_1 A_{10}$ menggambarkan proses penurunan kalor teoretis pada tingkat-tingkat tekanan turbin tersebut.

Penurunan kalor teoretis H'_0 dibagi sebarang menjadi h^I_0 , h^{II}_0 , h^{III}_0 dan seterusnya (penurunan kalor pada setiap tingkat) oleh garis-garis isobar yang dipilih sebarang. Dengan mengukur penurunan kalor ini sepanjang absis dan tekanan 10, 7,5, 3 ata dan lain-lain, sepanjang ordinat kita peroleh grafik 7-7 (kurva-kurva 1a dan 1b digambarkan dengan skala yang berbeda untuk tekanan pada Gambar 7-7). Kurva-kurva ini menggambarkan variasi tekanan pada berbagai tingkat turbin yang bersesuaian dengan proses ekspansi uap yang diberikan oleh garis $A_1 A_{10}$ pada Gambar 7-6.

Kecepatan keliling untuk tingkat pertama, kedua dan akhir juga dilukiskan terhadap penurunan kalor pada grafik 7-7 (titik-titik a , a_1 , dan a_2). Dengan menghubungkan titik-titik ini dengan kurva 2 yang mulus, kita peroleh kecepatan keliling pada berbagai tingkat. Dari nilai-nilai u yang diperoleh dari grafik di atas ini untuk berbagai tingkat dan dengan mengetahui nilai x dari Persamaan (7-32a) atau (7-33), penurunan kalor pada setiap tingkat ditentukan. Jika ternyata bahwa perjumlahan $\sum_1^z h_0$ yang diperoleh dengan cara seperti yang disebutkan di atas tidak sama dengan $(1+\alpha)H'_0$, maka

nilai x harus diubah pada tingkat pertama dan akhir sehingga diperoleh $\sum_1^z h_0 = (1+\alpha)H'_0$.

Dengan mengetahui penurunan kalor h^I_0 , h^{II}_0 , h^{III}_0 , dan seterusnya, penentuan tekanan-tekanan pada tingkat-tingkat turbin tersebut akan menjadi sangat sederhana (dari kurva-kurva 1a dan 1b pada Gambar 7-7).



Gambar 7-7. Grafik pembantu untuk distribusi penurunan kalor pada berbagai tingkat turbin.

istribusi dan tekanan pendahuluan yang diperoleh pada setiap tingkat ditunjukkan dalam bentuk kurva. Penurunan kalor terinci dilakukan dengan jalan mengulang-gambarkan seluruh proses pada turbin yang diperoleh dari perhitungan pendahuluan.

REAKSI

si pada umumnya dibuat hanya sebagai turbin nekatingkat. Dalam hal turbin reaksi ini baik pada sudu pengarah maupun pada sudu-gerak sehingga mengerahkan dorongan aksial. Untuk mengurangi dorongan aksial ini, adalah biasa untuk memasang drum yang juga berfungsi sebagai rotor. Sudu-sudu pengarah dipasang pada stator dan konstruksi turbin reaksi sangat berbeda dengan konstruksi turbin impuls. Gambar 7-8 menunjukkan sebuah turbin reaksi. Pengkonversian energi potensial menjadi energi kinetik pada gambar tersebut. Kurva $p_0 - p_2$ menunjukkan variasi tekanan dan garis putus-putus menunjukkan variasi pada kecepatan mutlak. Kecepatan c bertambah besar di dalam sudu pengarah dan penurunan kalor yang terjadi padanya. Kerja dilakukan pada poros turbin disebabkan energi kinetik uap yang mengalir pada laluan-laluan sudu-gerak, dengan kata lain, penggerak turbin disebabkan oleh penurunan kalor h_{02} yang terjadi pada sudu-gerak yang menunjukkan pada kecepatan relatif keluar w .

atas pada Gambar 7-8 menggambarkan variasi penurunan kalor pada setiap tingkat turbin. Kalor akan terus menerus berkurang baik pada sudu pengarah maupun pada sudu-gerak. Hal ini dikarenakan pada kandungan kalor uap sewaktu mengalir melalui diameter rotor yang lebih kecil disebabkan oleh kerugian kecepatan-keluar dari tingkat akhir kelompok sudu.

Distribusi Penurunan Kalor

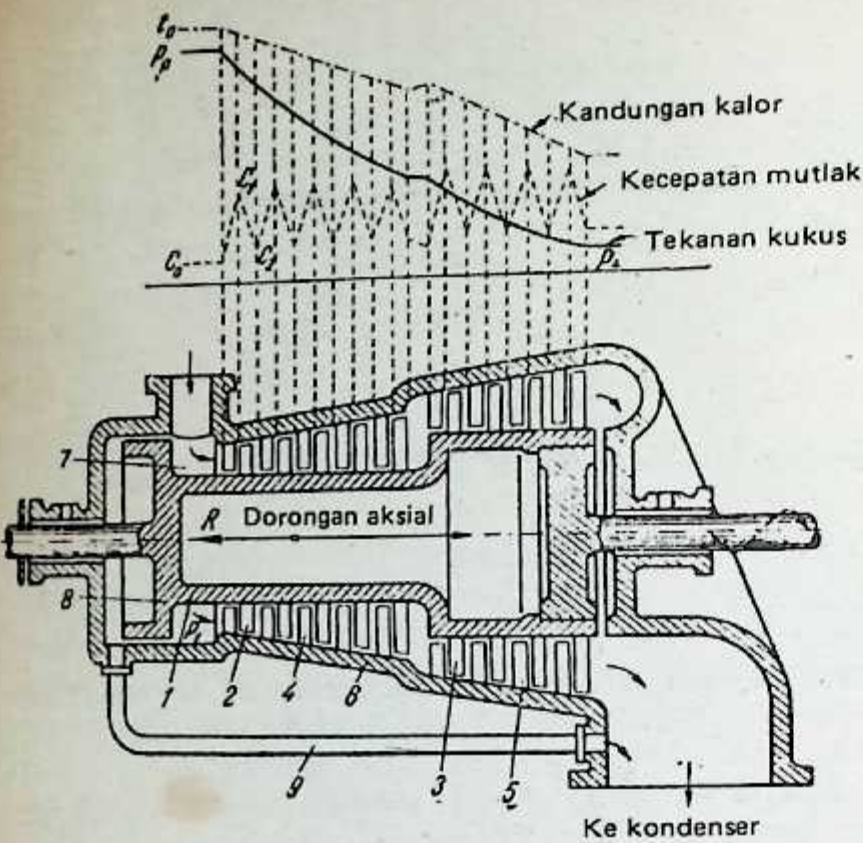
Tabel 7-2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
24,5	156	157	160	165	170	178	188	206	240
28,50	24.300	24.600	25.500	27.150	28.900	31.700	35.800	42.400	57.700
30,000	40.000	40.000	40.000	40.000	40.000	40.000	40.000	40.000	40.000
0,16	0,16	0,16	0,16	0,16	0,16	0,16	0,16	0,16	0,16
0,22	0,42	0,42	0,42	0,42	0,42	0,42	0,42	0,42	0,42
0,483	0,176	0,176	0,176	0,176	0,176	0,176	0,176	0,176	0,176
5,5	18,25	18,5	19,15	20,4	21,7	23,8	26,4	30,3	41,0
0	7,3	5,3	3,70	2,45	1,48	0,83	0,43	0,18	0,05

Data distribusi penurunan kalor yang sesuai tidak akan diperoleh: $\Delta h_{peralihan} = 2,3$ kkal/kg, dan kurva telah diubah pada kedua tingkat yang terakhir.

Gambar 7-8 dilengkapi dengan piston penyeimbang S untuk melawan pengaruh dorongan aksial. Kecepatan keluar dari tingkat sebelumnya dimanfaatkan pada sudu pengarah turbin. Kecepatan keluar pada turbin reaksi juga, seperti yang dilakukan pada turbin impuls. Akan tetapi tidak tersedia untuk dimanfaatkan pada sudu pengarah tingkat pertama (pada pendahuluan) demikian juga pada kelompok sudu pengarah yang terakhir persis seperti pada turbin impuls yang tiba-tiba memutar (atau jika uap dimasukkan ke silinder yang kedua).

REAKSI TURBIN
 Turbin reaksi adalah turbin yang sudu-sudunya tidak hanya berfungsi sebagai sudu pengarah dan sudu-gerak, tetapi juga sebagai rotor. Hal ini berarti bahwa turbin reaksi dapat beroperasi pada tingkat-tingkat yang berbeda-beda. Turbin reaksi biasanya digunakan pada turbin gas dan turbin uap.



Gambar 7-8. Penampang turbin reaksi.
1-drum rotor; 2 dan 3-sudu-sudu gerak; 4 dan 5-sudu-sudu pengarah; 6-rumah turbin; 7-ruang uap melingkar; 8-piston penyeimbang; 9-pipa uap penyama-tekanan.

Kerja teoretis yang dilakukan oleh 1 kg uap pada sudu-gerak tingkat diberikan oleh

$$L_0 = \frac{c_{ad}^2}{2g},$$

di mana c_{ad} — kecepatan teoretis uap jika seluruh penurunan kalor yang terjadi pada tingkat reaksi di-konversikan menjadi energi kinetik.

Kecepatan c_{ad} diperoleh dari persamaan

$$c_{ad} = 91,5 \sqrt{h_{01} + h_{02}} \quad (7-34)$$

karena $h_{01} = c_{1t}^2/8.378$ dan $h_{02} = (\omega_{2t}^2 - \omega_1^2)/8.378$, dengan mensubstitusikan nilai-nilai ini pada h_{01} dan h_{02} pada Persamaan (7-34) dapat dinyatakan sebagai

$$c_{ad} = \sqrt{c_{1t}^2 + \omega_{2t}^2 - \omega_1^2} \quad (7-34a)$$

atau

$$c_{ad}^2 = c_{1t}^2 + \omega_{2t}^2 - \omega_1^2. \quad (7-31b)$$

Efisiensi pada pelek (rim) cakram dari Persamaan (6-4) akan menjadi

$$\eta_u = \frac{L_u}{L_0} = \frac{2u(c_{1u} - c_{2u})}{c_{ad}^2} = \frac{2u(c_{1u} - c_{2u})}{c_{1t}^2 + \omega_{2t}^2 - \omega_1^2} \quad (7-35)$$

$$\text{atau } \eta_u = \frac{2u(c_{1u} - c_{2u})}{\frac{c_1^2}{\varphi^2} + \frac{\omega_2^2}{\varphi^2} - \omega_1^2} \quad (7-35a)$$

Karena $h_{01} = h_{02}$ pada turbin reaksi, untuk mendapatkan sudu-sudu yang penampangnya seragam baik untuk sudu tetap maupun untuk sudu gerak adalah biasa untuk membuat

$$\omega_2 = c_1 \quad \text{dan} \quad \beta_2 = \alpha_1;$$

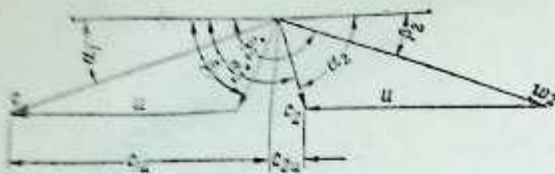
sehingga

$$c_2 = \omega_1, \quad \alpha_2 = \beta_1 \quad \text{dan} \quad \psi = \varphi.$$

Dengan mensubstitusikan $\omega_2 = c_1$ dan $\varphi = \psi$ ke dalam persamaan (7-35a), kita peroleh

$$\eta_u = \frac{2u(c_{1u} - c_{2u})}{\frac{2c_1^2}{\varphi^2} - \omega_1^2} \quad (7-35b)$$

Dari segitiga kecepatan (Gambar 7-9), oleh sebab itu kita peroleh $c_{1u} - c_{2u} = \omega_1 \cos \beta_1 - \omega_2 \cos \beta_2 = \omega_1 \cos \beta_1 + \omega_2 \cos \beta_2 = c_1 \cos \alpha_1 - u + c_1 \cos \alpha_1 = 2c_1 \cos \alpha_1 - u$ dan $\omega_1^2 = c_1^2 + u^2 - 2uc_1 \cos \alpha_1$.



Gambar 7-9. Segitiga kecepatan untuk tingkat reaksi.

Dengan mensubstitusikan nilai-nilai $c_{1u} - c_{2u}$ dan ω_1 di atas ke dalam persamaan (7-35b) kita peroleh

$$\eta_u = \frac{2u(2c_1 \cos \alpha_1 - u)}{\frac{2c_1^2}{\phi^2} - c_1^2 - u^2 + 2uc_1 \cos \alpha_1} \quad (7-35c)$$

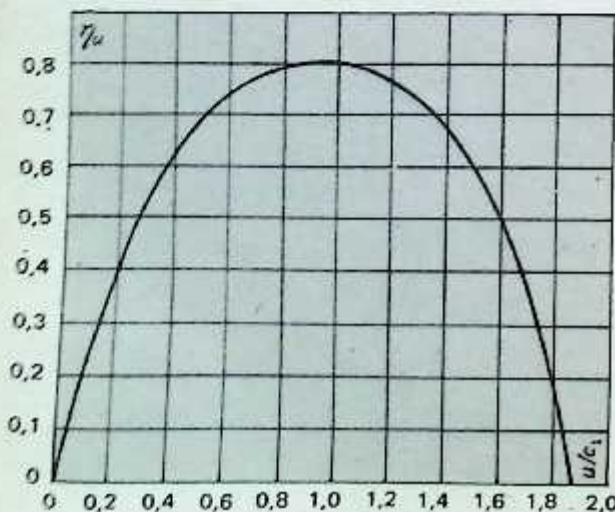
Dengan membagi pembilang maupun penyebut pada Persamaan (7-35c) dengan c_1^2 dan setelah dislang-susun, kita peroleh

$$\eta_u = \frac{2\left(2 \cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1}\right) \frac{u}{c_1}}{\left(\frac{2}{\phi^2} - 1\right) + \left(2 \cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1}\right) \frac{u}{c_1}} \quad (7-35d)$$

Nyatalah dari Persamaan (7-35d) bahwa, bila α_1 dan ϕ konstan, nilai η_u hanya tergantung pada perbandingan u/c_1 ; bila $u/c_1 = 0$ dan $u/c_1 = 2 \cos \alpha_1$, $\eta_u = 0$.

Efisiensi η_u sebagai fungsi u/c_1 untuk $\alpha_1 = 20^\circ$ dan $\phi = 0,92$ ditunjukkan pada Gambar 7-10, dari mana dapat dilihat bahwa η_u memperoleh angka yang tinggi, jika perbandingan u/c_1 mempunyai nilai-nilai antara 0,6 sampai 1,3. Nilai maksimum η_u agaknya berada pada nilai u/c_1 yang sama dengan 0,8 sampai 0,9. Akan tetapi, ternyata bahwa pada nilai u/c_1 ini jumlah tingkat yang dibutuhkan menjadi sangat banyak. Jadi untuk memperkecil jumlah tingkat menjadi jumlah yang wajar, perbandingan u/c_1 dapat digunakan pada nilai yang sedikit lebih kecil, katakanlah 0,6 sampai 0,7 (untuk tingkat pertama turbin yang harganya murah, nilai ini dapat lebih diperkecil lagi). Efisiensi turbin praktis tetap pada nilai yang lebih tinggi sekalipun dengan nilai perbandingan u/c_1 yang berkurang.

Sudut 18 sampai 20° disarankan untuk sisi-keluar sudu gerak maupun sudu pengarah. Untuk mengurangi tinggi sudu pada tingkat tekanan-rendah, sudut sisi-keluar dapat diperbesar hingga 35 sampai 40° .

Gambar 7-10. Efisiensi η_u sebagai fungsi u/c_1

7.11. PROSEDUR PENDESAINAN TURBIN REAKSI

1. Grafik Bantu untuk Pendesainan Turbin Reaksi

Gambar 7-11 menunjukkan proses penurunan kalor pada diagram $i-s$. Dari parameter uap segar dan uap buang yang diketahui kita peroleh H_0 . Dengan mengandaikan kerugian pada katup-katup sebesar Δp , penurunan kalor yang tersedia akan sama dengan H'_0 .

Efisiensi-efisiensi η_{re} , η_g dan η_m untuk turbin yang kapasitasnya diketahui diperoleh dari grafik yang ditunjukkan pada Gambar 5-8, 5-9 dan 5-11.

$$\text{Efisiensi } \eta_{oi} = \frac{\eta_{oe}}{\eta_m} \text{ dan } H_i = H_0 \eta_{oi}.$$

Dengan mengukur penurunan kalor ini pada diagram $i-s$, kondisi uap buang ditentukan (titik B pada Gambar 7-11).

Kerugian kecepatan-keluar (carry-over) dari tingkat akhir akan diandaikan ada untuk maksud-maksud pendesainan pendahuluan. Nilai h_e ini akan diukur dari titik B ke bawah hingga ke B_1 . Titik B_1 bersesuaian dengan kondisi uap persis setelah baris sudu-gerak yang terakhir. Garis yang menghubungkan titik-titik A'_0 , B_1 dan B menggambarkan proses penurunan kalor teoretis pada turbin tersebut. Sekarang kita akan membagi penurunan kalor total H'_0 dengan beberapa isobar sebarang p_1 , p_2 , p_3 , yang memberikan h_0^I , h_0^{II} , h_0^{III} pada setiap tingkat. Pada setiap titik potong garis lurus $A'_0 B_1$ dengan isobar-isobar yang digambarkan sebarang tadi, ditentukan volume spesifik uap: v'_0 , v_1 , v_2 , dan seterusnya, (pada titik-titik A_0^I , a^I , a^{II} , a^{III} , dan lain-lain).

Untuk mendapatkan distribusi penurunan kalor yang baik pada berbagai tingkat kita akan melukiskan grafik seperti yang ditunjukkan pada Gambar 7-12. $p = f[(1 + \alpha) H'_0]$ (kurva 1) dan $v = \varphi(1 + \alpha) H'_0]$ (kurva 2). Besarnya $\Sigma h_0 = (1 + \alpha) H'_0$ diukur sepanjang absis dan, tekanan dan volume masing-masing diukur sepanjang ordinat. Skala untuk penurunan kalor haruslah tidak kurang dari 2 mm untuk setiap kkal/kg.

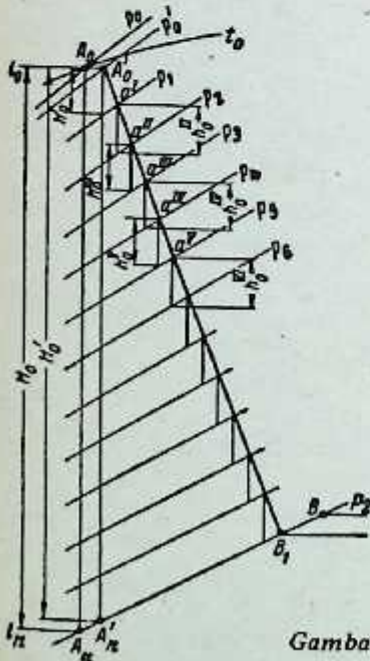
2. Perhitungan-perhitungan Desain Pendahuluan untuk Tingkat-tingkat Pertama dan Terakhir

Massa alir uap per detik melalui turbin dari Persamaan (5-46) adalah

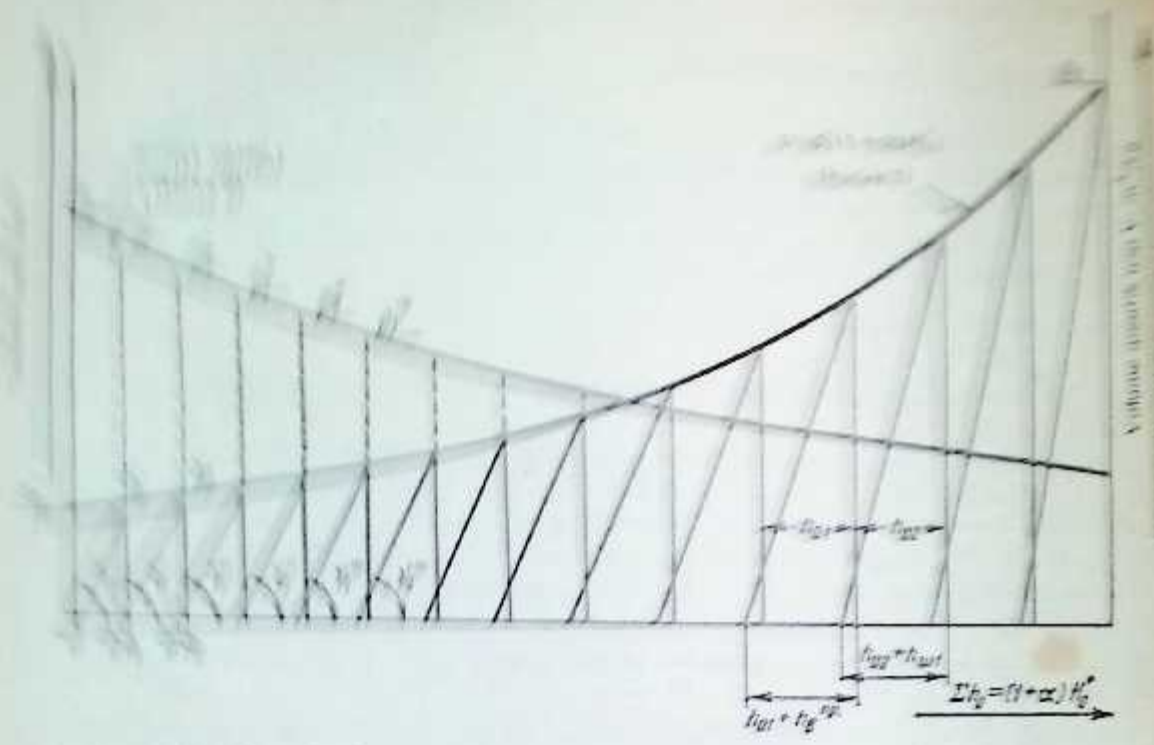
$$G_0 = \frac{D_0}{3.600} = \frac{860 N_e}{3.600 H_0 \eta_{re} \eta_g} \quad (7-36)$$

Diameter tingkat pertama diperoleh dari persamaan (7-26) dengan mengandaikan pemasukan uap penuh, dengan kata lain, $e = 1$.

$$d_1 = \sqrt{\frac{60 G_0 x_1 v_1}{\pi^2 l_1 n \sin \alpha_1}}$$



Gambar 7-11. Proses penurunan kalor teoretis tingkat reaksi pada diagram $i-s$.



Gambar 7-33 Grafik bantu untuk distribusi penurunan kalor pada turbin reaksi.

Tinggi sudu pengarah untuk tingkat pertama turbin kapasitas kecil atau menengah harus diambil = 20 mm. Bagaimanapun, untuk turbin dengan kapasitas besar, \$l_{2b}\$ harus tidak kurang dari 35 sampai 40 mm.

Nilai \$\alpha_1\$ harus diambil dari 0,55 sampai 0,80 dan sudut \$\alpha_1 = 18\$ sampai \$20^\circ\$.

Prosedur penentuan diameter tingkat akhir adalah sama dengan yang telah dipakai untuk turbin impuls. Jadi diameter \$d_2\$ tingkat akhir akan menjadi

$$d_2 = \sqrt{\frac{G_1 v_2 v}{\pi \times 91,5 V \zeta_e H_0 \sin \alpha_2}}$$

dimana \$\zeta_e = 5\$ sampai 6 - untuk turbin kapasitas menengah dan

\$\zeta_e = 3,0\$ sampai 3,2 untuk turbin-turbin kapasitas besar,

\$\zeta_e = (1\$ sampai 2%) dari \$H_0\$.

\$v_2\$ - volume spesifik uap pada titik \$B_1\$ dari diagram \$i-s\$ seperti yang ditunjukkan pada Gambar 7-11.

3. Penurunan Kalor pada Tingkat Turbin

Untuk sistem sudu pengarah sebarang tingkat, kita dapat menuliskan

$$c_1 f_{cb} = c_1 \pi d l \sin \alpha_1 = G_0 v_1 \quad (7-37)$$

Dengan menyelesaikan persamaan ini untuk \$c_1\$ dan dengan mensubstitusikan \$60 u / \pi n\$ untuk \$d\$, kita peroleh

$$c_1 = \frac{G_0 v_1 n}{60 u l \sin \alpha_1} \quad (7-37a)$$

Dengan mengalikan sisi kanan maupun sisi kiri persamaan ini dengan \$c_1 / 8,378 \varphi^2\$ kita peroleh

$$\frac{c_1^2}{8,378 \varphi^2} = \frac{G_0 v_1 n}{60 \times 8,378 \varphi^2 v_1 l \sin \alpha_1} \quad (7-37b)$$

karena $\frac{c_1^2}{8.378\psi^2} = h_{01} + \frac{c_{2pr}^2}{8.378}$, Persamaan (7-37b) menjadi

$$h_{01} + \frac{c_{2pr}^2}{8.378} = \frac{G_0 v_1 n}{502.800\psi^2 x_1 l \sin \alpha_1}, \quad (7-37c)$$

di mana c_{2pr} - kecepatan-keluar uap dari tingkat yang sebelumnya.

Persamaan (7-37c) selanjutnya dapat dinyatakan seperti berikut

$$\frac{M_v v_1}{M_h (h_{01} + h_e^{pr})} = \frac{M_v \times 502.800\psi^2 x_1 l \sin \alpha_1}{M_h G_0 n} = \tan \gamma_1, \quad (7-37d)$$

di mana

$$\frac{c_{2pr}^2}{8.378} = h_e^{pr},$$

M_v dan M_h - skala-skala yang dipakai untuk volume dan penurunan kalor sewaktu melukiskan grafik yang ditunjukkan pada Gambar 7-12. Oleh sebab itu, hubungan antara volume spesifik uap pada sisi keluar sudu pengarah dan energi teoretis yang tersedia $h_{01} + h_e^{pr}$ dinyatakan oleh tangen sudut γ_1 (Gambar 7-12).

Untuk sudu-sudu pengarah tingkat pertama, demikian juga dengan kelompok sudu pengarah yang letaknya persis sesudah diameter drum yang berubah dengan tiba-tiba, $h_e^{pr} = 0$. Untuk sudu-sudu gerak sebarang tingkat yang diketahui dapat dituliskan

$$\omega_2 = \frac{G_0 v_2 n}{60 u l'' \sin \beta_2}. \quad (7-37e)$$

Dengan mengalikan persamaan di atas seluruhnya dengan $\frac{\omega_2^2}{8.378\psi^2}$,

$$\frac{\omega_2^2}{8.378\psi^2} = \frac{G_0 v_2 n}{60 \times 8.378\psi^2 x_2 l'' \sin \beta_2}, \quad (7-37f)$$

di mana $x_2 = \frac{u}{\omega_2}$.

Karena $\omega_2^2/8.378\psi^2 = h_{02} + \omega_2^2/8.378$, Persamaan (7-37f) menjadi

$$h_{02} + \frac{\omega_2^2}{8.378} = \frac{G_0 v_2 n}{502.800\psi^2 x_2 l'' \sin \beta_2}, \quad (7-37g)$$

di mana $\omega_2^2/8.378 = h_{w1}$ - kandungan energi 1 kg uap yang memasuki sudu-sudu kerja dengan kecepatan ω_2 . Persamaan (7-37g) selanjutnya dapat dinyatakan seperti

$$\frac{M_v v_2}{M_h (h_{02} + h_{w1})} = \frac{M_v 502.800\psi^2 x_2 l'' \sin \beta_2}{M_h G_0 n} = \tan \gamma_2. \quad (7-37h)$$

Hubungan antara volume spesifik uap pada sisi-keluar sudu-sudu kerja dan penurunan kalor teoretis $h_{02} + h_{w1}$ dinyatakan dengan tangen sudut γ_2 seperti yang ditunjukkan pada Gambar 7-12.

Karena untuk turbin reaksi $\varphi \approx \psi = 0,94$ sampai 0,97, Persamaan (7-37d) dan (7-37h) dapat ditransformasi menjadi

$$\tan \gamma_1 = A x_1 l \sin \alpha_1, \quad (7-37i)$$

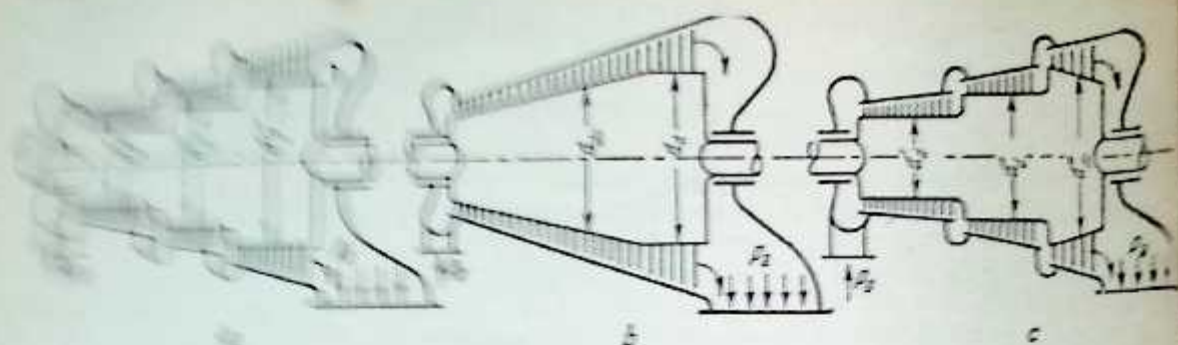
$$\tan \gamma_2 = A x_2 l'' \sin \beta_2; \quad (7-37j)$$

di mana

$$A = \frac{502.800\psi^2 M_v}{G_0 n M_h} = \frac{502.800\psi^2 M_v}{G_0 n M_h}.$$

Nilai-nilai $h_{01} + h_e^{pr}$ dan $h_{02} + h_{w1}$ ditentukan langsung dari grafik 7-12 dengan membaca nilai-nilai tangen γ_1 dan γ_2 .

Untuk mendapatkan distribusi penurunan kalor yang baik pada berbagai tingkat, adalah perlu untuk mengetahui bentuk turbin (pendekatan kasar). Gambar 7-13 menunjukkan contoh konstruksi turbin reaksi. Hanya setelah memutuskan bentuk turbin yang mungkin, kita dapat melanjutkan perhitungan untuk distribusi penurunan kalor pada berbagai tingkat turbin.



Gambar 7-22. Jenis-jenis utama turbin reaksi.

Dari persamaan (7-37) dan (7-37a)

$$\tan \gamma_2 = A \frac{d'_d x_2 \sin \alpha_2}{\left(\frac{d'_d}{l}\right)}; \quad (7-38)$$

$$\tan \gamma_2 = A \frac{d'_d x_2 \sin \beta_2}{\left(\frac{d'_d}{l'}\right)}; \quad (7-38a)$$

dimana d'_d dan d''_d berturut-turut adalah diameter drum untuk sudu pengarah dan sudu kerja dengan ketinggian Perantara (7-38a) dengan (7-38), kita peroleh

(a) untuk sudu-sudu gerak tingkat yang berikutnya

$$\tan \gamma_2 = \tan \gamma_1 \frac{d'_d x_2 \sin \beta_2 \left(\frac{d'_d}{l}\right)}{d'_d x_1 \sin \alpha_1 \left(\frac{d'_d}{l'}\right)}; \quad (7-39)$$

(b) untuk sudu-sudu pengarah tingkat yang berikutnya

$$\tan \gamma_1 = \tan \gamma_2 \frac{d'_d x_1 \sin \alpha_1 \left(\frac{d'_d}{l'}\right)}{d'_d x_2 \sin \beta_2 \left(\frac{d'_d}{l}\right)}; \quad (7-39a)$$

Persamaan (7-39) dan (7-39a) berlaku untuk setiap jenis konstruksi yang mana pun. Bila sebuah jenis turbin yang perantara-lahan pada diameter drum, dipakai sejenis susunan bertingkat (Gambar 7-22) maka untuk sudu-sudu yang dipasang pada diameter drum yang konstan, karena d'_d adalah sama dengan d''_d , kita peroleh

$$\tan \gamma_2 = \tan \gamma_1 \frac{x_2 \left(\frac{d_d}{l}\right) \sin \beta_2}{x_1 \left(\frac{d_d}{l'}\right) \sin \alpha_1}; \quad (7-39b)$$

$$\tan \gamma_1 = \tan \gamma_2 \frac{x_1 \left(\frac{d_d}{l'}\right) \sin \alpha_1}{x_2 \left(\frac{d_d}{l}\right) \sin \beta_2}; \quad (7-39c)$$

Untuk kelompok tingkat di mana $\alpha_1 = \beta_2$

$$\tan \gamma_2 = \tan \gamma_1 \frac{x_2 \left(\frac{d_d}{l}\right)}{x_1 \left(\frac{d_d}{l'}\right)}; \quad (7-39d)$$

$$\tan \gamma_1 = \tan \gamma_2 \frac{x_1 \left(\frac{d_d}{l'}\right)}{x_2 \left(\frac{d_d}{l}\right)}; \quad (7-39e)$$

7.12. DISTRIBUSI PENURUNAN KALOR PADA TINGKAT TURBIN

Diameter tingkat dan tinggi sudu-pengarah tingkat pertama demikian juga diameter tingkat dan tinggi sudu-kerja tingkat akhir adalah besaran-besaran yang telah diketahui dari pendesainan pendahuluan. Jadi diameter drum untuk tingkat pertama dan terakhir dapat ditentukan sebagai: $d_1' = d_1 - l$ dan $d_2' = d_2 - l_2$. Bergantung pada diameter d_1' dan d_2' , salah satu dari jenis konstruksi yang ditunjukkan pada Gambar 7-13 dipilih untuk drum turbin. Untuk turbin kapasitas kecil yang mempunyai $d_2 \leq 1,5 d_1$ drum dapat berupa drum seperti yang ditunjukkan pada Gambar 7-13b. Jenis *a* dan *c* dapat juga dipakai tetapi dengan diameter bertingkat-tunggal untuk drum turbin. Untuk turbin tekanan-lawan, adalah biasa untuk memakai drum yang diameternya konstan; dalam hal-hal yang sangat jarang, drum dapat dibuat berbentuk konis. Variasi tinggi sudu untuk kelompok tingkat pertama ditabelkan berikut ini:

Tingkat ke:	Baris ke:	Diameter rotor, mm	Tinggi sudu, mm	Perbandingan d_d/l	Diameter purata, mm	Kecepatan keliling u , m/detik

Tingkat pertama. Dengan menggunakan data yang diperoleh dari desain pendahuluan, untuk sudu-sudu pengarah, kita peroleh

$$\tan \gamma_1' = A \frac{d_d' x_1' \sin \alpha_1}{\left(\frac{d_d'}{l_1}\right)}$$

Garis Ob_1' ditarik dari titik (0, 0) (Gambar 7-12) dengan sudut γ_1' sampai garis ini memotong kurva 2. Penurunan kalor h_{o1}' yang terjadi pada sudu-sudu pengarah tingkat pertama diperoleh dengan jalan menarik garis tegak lurus terhadap sumbu Ox dari titik b_1' (memotong Ob_1'). Tekanan sesudah sudu-sudu pengarah diperoleh dari kurva 1 dan volume spesifik pada titik b_1' dari kurva 2.

Kecepatan uap pada sisi-keluar sudu-sudu pengarah akan menjadi

$$c_1 = 91,5 \varphi \sqrt{h_{o1}'}$$

Kecepatan w_1 diperoleh dari segitiga kecepatan. Kandungan energi pada sisi-masuk ke sudu-sudu kerja akan menjadi

$$h_{w_1} = \frac{w_1^2}{8.378}$$

Nilai numerik h_{w_1} , berdasarkan skala yang semestinya, diukur sepanjang sumbu Ox dari titik b_1 ke kiri (titik b). Tangen γ_2' ditentukan untuk sudu-sudu kerja sesuai dengan rumus (7-39). Semua besaran kecuali x_2' sudah diketahui, dan dengan demikian nilai x_2' dapat diandaikan. Dari titik b , sepotong garis ditarik dengan sudut γ_2' terhadap sumbu Ox sampai garis tersebut memotong kurva 2 pada titik b_2' . Jarak, sepanjang sumbu, antara titik b_1 dan b_2' menggambarkan penurunan kalor h_{o2}' yang terjadi pada baris pertama sudu-sudu gerak.

Kecepatan uap yang keluar dari sudu-sudu gerak diberikan oleh

$$w_2 = 91,5 \psi \sqrt{h_{o2}' + h_{w_1}}$$

dari mana nilai x_2' ditentukan

$$x_2' = u/w_2$$

Jika nilai x_2' yang diperoleh berbeda dari nilai yang telah diandaikan sebelumnya, maka nilai x_2' yang lain harus diambil dan perhitungan diulang lagi hingga persesuaian yang bagus dapat diperoleh. Sebagai pemeriksaan, $\tan \gamma_2'$ juga dihitung dari

$$\tan \gamma_2' = \frac{M_v v_2}{M_h (h_{o2}' + h_{w_1})}$$

di mana $h_{e2} + h_w$ - nilai teoretis energi yang memasuki laluan sudu kerja; nilai numeriknya diperoleh dari grafik yang ditunjukkan pada Gambar 7-12 (memotong bb_2). Volume spesifik v_2 diperoleh dari kurva 2 (titik b_2'').

Kesalahan untuk nilai $\tan \gamma_2'$ tidak boleh melebihi 1%.

Kecepatan uap c_2 sesudah melewati sudu-sudu kerja diperoleh dari segitiga kecepatan dan mana energi pada sisi keluar (carry-over) akan menjadi

$$h_2 = c_2^2 / 8.378.$$

Nilai ini diukur dari titik b_2 ke kiri (titik b'). Bersama-sama dengan distribusi penurunan kalor, tingg sudu untuk setiap tingkat diperiksa juga:

- a) untuk sudu pengarah sesuai dengan Persamaan (4-7)

$$l_1 = \frac{G_0 v_1}{\pi d_1 c_1 \sin \alpha_1}$$

- b) untuk sudu kerja sesuai dengan Persamaan (4-11)

$$l'' = \frac{G_0 v_2}{\pi d_1 \omega_2 \sin \beta_2}$$

Tingkat kedua:

Tangen γ_1'' untuk sudu pengarah tingkat kedua diperoleh dari persamaan

$$\tan \gamma_1'' = \tan \gamma_1' \frac{d_{d2}' x_2' \sin \alpha_1'' \left(\frac{d_{d1}'}{l_1} \right)}{d_{d1}' x_1' \sin \alpha_1' \left(\frac{d_{d2}'}{l_2} \right)}$$

di mana besaran-besaran dengan indeks 2 dan dua titikas (") menandakan sudu pengarah tingkat kedua. Sama halnya untuk sudu kerja, kita peroleh

$$\tan \gamma_2'' = \tan \gamma_1'' \frac{d_{d2}'' x_2'' \sin \beta_2'' \left(\frac{d_{d1}''}{l_1''} \right)}{d_{d1}'' x_1'' \sin \alpha_1'' \left(\frac{d_{d2}''}{l_2''} \right)}$$

Nilai-nilai x_2' dan x_2'' diandaikan sebelum penentuan $\tan \gamma_1''$ dan $\tan \gamma_2''$. Bersesuaian dengan nilai-nilai x_1' dan x_1'' yang diandaikan ini penurunan kalor teoretis yang terjadi pada sudu pengarah dan sudu gerak ditunjukkan dengan bantuan grafik pada Gambar 7-12, yakni,

$$(h_{u1}' + h_{e1}'') \quad \text{dan} \quad (h_{e2}'' + h_{w2}).$$

Kecepatan-kecepatan c_1 dan ω_2 ditentukan dari segitiga kecepatan dan nilai-nilai x_2' dan x_2'' diperiksa seperti yang telah dijelaskan sebelumnya. Dalam hal berbedanya nilai-nilai x_2' dan x_2'' yang diandaikan dan yang dihitung, proses perhitungan itu harus diulang lagi sampai penyelesaian yang memuaskan diperoleh. Metode yang pernah sama dipakai untuk menentukan penurunan kalor pada seluruh tingkat yang berikutnya. Untuk tingkat akhir, di samping bervariasi perbandingan u/c_1 dan u/ω_2 , adalah perlu untuk memperhatikan sudut sudut α_1 dan β_1 .

Untuk kelompok pertama tingkat tekanan tinggi disarankan bahwa tinggi sudu untuk setiap tingkat yang berikutnya harus diambil 1 sampai 1,5 mm lebih panjang daripada sudu tingkat yang sebelumnya.

Gambar 7-13 menunjukkan distribusi penurunan kalor pada berbagai tingkat turbin reaksi. Bila ternyata bahwa sebagai akibat distribusi penurunan kalor pada berbagai tingkat, perjumlahan semua penurunan kalor itu melebihi atau tidak mencapai $(1 + \alpha) H_0$, maka nilai-nilai x_1 dan x_2 harus diubah sedikit sehingga persamaan $\sum_{i=1}^n h_i = (1 + \alpha) H_0$ terpenuhi.

Rincian Perhitungan Penurunan Kalor

Perhitungan akhir untuk pendesainan dari segi termodinamik berbagai tingkat turbin dilakukan sesudah memperoleh ide pendahuluan tentang distribusi penurunan kalor pada setiap tingkatnya.

a) Penentuan kerugian dan efisiensi untuk tingkat.

Kerugian pada sudu pengarah:

$$h_{gb} = (1 - \varphi^2) (h_{o1} + h_e^{pr}). \quad (7-40)$$

Kerugian pada sudu kerja:

$$h_b = (1 - \psi^2) (h_{o2} + h_{w2}). \quad (7-41)$$

Kerugian kecepatan-keluar dari Persamaan (5-3)

$$h_e = c_2^2 / 8.378.$$

Kerugian akibat kebocoran uap melalui ruang bebas radial, dari Persamaan (5-24)

$$h_{\text{kebocoran}} = \frac{\delta_r}{l \sin \alpha_1} (i_0 - i_2)$$

atau

$$h_{\text{kebocoran}} = 1,72 \frac{\delta_r^{1,4}}{l} (h_{o1} + h_{o2}).$$

Dengan mengabaikan kerugian akibat kebasahan, penurunan kalor yang dapat dimanfaatkan akan menjadi

$$h'_i = (h_{o1} + h_{o2} + h_e^{pr}) - (h_{gb} + h_b + h_e + h_{\text{kebocoran}}) \quad (7-42)$$

Kerugian akibat kebasahan uap dari Persamaan (5-25) akan menjadi

$$h_{\text{kebasahan}} = (1 - x) h_i.$$

Penurunan kalor yang dimanfaatkan dalam melakukan kerja, dengan memperhitungkan kerugian akibat kebasahan uap, akan menjadi

$$h_i = h_{o1} + h_{o2} + \mu h_e^{pr} - h_{gb} - h_b - h_{\text{leak}} - h_{\text{kebasahan}} - h_e$$

(untuk tingkat-tingkat reaksi, koefisien μ dapat diambil sama dengan satu).

Kita akan menentukan efisiensi tingkat menurut Persamaan (7-3), yakni, dengan pengandaian bahwa seluruh kecepatan-keluar dimanfaatkan pada tingkat yang berikutnya. Jadi

$$\eta_{oi}^{tk} = \frac{h_i}{h_o + h_e^{pr}}.$$

b) Penentuan efisiensi dan kapasitas turbin.

Penurunan kalor yang dimanfaatkan dalam turbin diperoleh dari Persamaan (7-2):

$$H_i = \sum h_i.$$

Massa alir aktual uap melalui turbin akan menjadi

$$G_{akt} = \frac{860 N_e}{3.600 H_i \eta_m \eta_t}. \quad (7-43)$$

Jika ternyata bahwa $G_{akt} \neq G_o$, maka tinggi sudu pengarah dan sudu gerak harus diulang-hitung lagi sesuai dengan hubungan

$$l_{akt} = \frac{G_{akt}}{G_o} l, \quad (7-44)$$

di mana l_{akt} — tinggi sudu aktual;
 l — tinggi sudu yang dihitung.

5.13. PERMINTUNGAN DORONGAN AKSIAL

1. Dorongan Aksial pada Turbin Reaksi

Pada turbin reaksi, dorongan aksial terdiri atas:

tekanan aksial pada kelepak (collar) rotor (di mana diameter rotor diperbesar) R_{kel} ;

tekanan aksial pada bagian rotor yang konis R_k ;

perbedaan tekanan antara kedua sisi cakram sudu-gerak R_s ;

dorongan aksial akibat perbedaan pada momentum uap masuk dan keluar R_m .

Dorongan akibat tekanan aksial pada proyeksi penampang drum ditentukan seperti berikut ini

$$R_{kel} = \frac{\pi}{4} \sum_1^k [d_{d1}^2 - d_{d2}^2] p_i + \frac{\pi}{4} (d_{s1}^2 - d_{s2}^2) p_{atm} \quad [\text{kg}] \quad (7-45)$$

di mana $d_{d(i-1)}$ dan d_{di} - diameter rotor sebelum dan sesudah proyeksi penampang (Gambar 7-13),

p_i - tekanan uap pada ruang persis sebelum proyeksi penampang;

k - jumlah proyeksi;

d_{s1} dan d_{s2} - diameter poros pada perapat labirin depan dan belakang;

p_{atm} - tekanan atmosfer.

Tekanan aksial pada bagian rotor yang konis ditentukan dari persamaan

$$R_c = \frac{\pi}{4} \sum_1^z (d_i^2 - d_{i-1}^2) \frac{p_i + p_{i-1}}{2} \quad [\text{kg}], \quad (7-46)$$

di mana d_{i-1} dan d_i - diameter drum pada permulaan dan akhir bagian rotor yang konis yang diukur pada bidang sisi-masuk sudu pengarah dan sudu-gerak seperti yang ditunjukkan pada Gambar 7-14;

p_{i-1} dan p_i - tekanan uap pada kedua tempat ini;

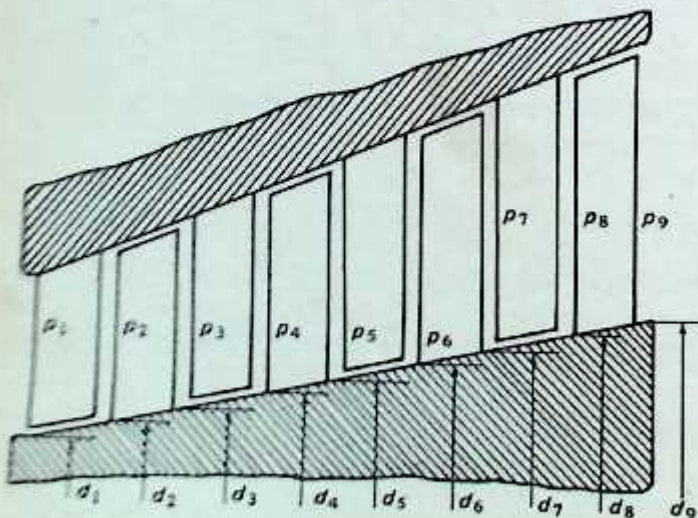
z - jumlah tingkat.

Dorongan aksial pada sudu-sudu gerak semua tingkat dihitung dari persamaan

$$R_b = \frac{\pi}{4} \sum_1^z (d_{ri}^2 - d_r^2) (p_{1i}' - p_{2i}) \quad [\text{kg}], \quad (7-47)$$

di mana d_{ri} dan d_r - diameter pada pelek (rim) dan akar sudu;

p_{1i}' dan p_{2i} - tekanan uap sebelum dan sesudah sudu-sudu gerak tingkat, yang bersangkutan.



Gambar 7-14. Pertambahan tinggi sudu pada turbin reaksi.

Dorongan aksial pada rotor yang diakibatkan oleh perbedaan momentum uap yang masuk dan yang keluar ditentukan dari persamaan

$$R_m = \sum_1^n \frac{G}{g} (c_{1ai} - c_{2ai}) \text{ [kg]} \quad (7-48)$$

di mana G – massa alir uap melalui turbin, kg/detik;
 g – percepatan gravitasi, 9,81 m/detik²;
 c_{1ai} dan c_{2ai} – proyeksi kecepatan mutlak c_1 dan c_2 pada sumbu turbin.

Dorongan aksial pada rotor yang diakibatkan oleh perbedaan momentum uap yang masuk dan yang diperoleh dari Persamaan (7-45), (7-46), (7-47) dan (7-48) sehingga

$$\begin{aligned} R_o &= R_{kel} + R_c + R_b + R_m = \\ &= \frac{\pi}{4} \sum_1^k [d_{ar}^2 - d_{a(i-1)}^2] \rho_i + \frac{\pi}{4} (d_{s1}^2 - d_{s2}^2) \rho_{aTM} + \\ &+ \frac{\pi}{4} \sum_1^{25} [d_{ar}^2 - d_{a(i-1)}^2] \frac{\rho_i + \rho_{i-1}}{2} + \frac{\pi}{4} \sum_1^n (d_{i1}^2 - \\ &- d_{i2}^2) (\rho_{i1} - \rho_{i2}) + \sum_1^n \frac{G}{g} (c_{1ai} - c_{2ai}) \text{ [kg]}. \end{aligned} \quad (7-49)$$

Sewaktu menghitung dorongan aksial, perhatian harus diberikan pada tanda arah aksi gaya-gaya yang semestinya: gaya-gaya yang beraksi searah dengan aliran uap dianggap bertanda positif, dan sebaliknya.

Dorongan aksial R_o yang beraksi pada rotor diimbangi oleh piston pengimbang; sebagian dorongan aksial diambil alih oleh bantalan dorong. Bantalan dorong di samping menahan dorongan aksial juga berfungsi untuk membuat rotor berada dalam arah aksial yang semestinya.

Kondisi untuk keseimbangan dorongan aksial dinyatakan oleh persamaan

$$R_o = F_{br} q = R_{kel} + R_c + R_b + R_m \text{ [kg]} \quad (7-50)$$

di mana F_{br} – permukaan bantalan dorong, cm²;
 q – tekanan spesifik pada bantalan dorong, kg/cm².

Untuk bantalan dorong jenis segmen, q biasa diambil sebesar 15 sampai 20 kg/cm² dan untuk jenis kelepak (collar) tidak lebih dari 5 sampai 8 kg/cm².

Untuk turbin tanpa piston pengimbang (Gambar 7-13), semua besaran, kecuali F_{br} dan q , pada Persamaan (7-49) dan (7-50) diketahui. Dengan mengandaikan nilai yang sesuai untuk q , F_{br} dapat ditentukan dengan mudah.

Dalam hal turbin dengan piston pengimbang (Gambar 1-4, 7-8, 7-18) di samping F_{br} dan q , diameter d_{pp} piston pengimbang juga merupakan besaran yang belum diketahui. Dalam hal yang demikian, diameter ini juga dicakupkan ke dalam Persamaan (7-45) sebagai salah satu dari proyeksi tersebut. Bila nilai-nilai yang sesuai untuk F_{br} dan q ditentukan berdasarkan kemudahan konstruksi dan kekuatan bantalan dorong yang cukup, diameter d_{pp} dapat diperoleh dengan mudah dari Persamaan (7-49) dan (7-50). Jika d_{pp} yang diperoleh tersebut tidak sesuai untuk konstruksi rotor, salah satu atau kedua besaran F_{br} dan q boleh diubah. Perhitungan dorongan aksial diilustrasikan pada Gambar 7-15.

2. Dorongan Aksial pada Turbin Impuls

Tekanan aksial pada turbin impuls dapat dinyatakan oleh persamaan yang serupa

$$R_o = R_{kel} + R_d + R_m \text{ [kg]}$$

di mana R_{kel} – tekanan aksial pada kelepak rotor, yang diperoleh dari Persamaan (7-45);
 R_d – tekanan aksial pada permukaan cakram yang disebabkan oleh penurunan tekanan akibat reaksi, yang dapat ditentukan dari Persamaan (7-47); d_r diambil sebagai diameter hub;
 R_m – dorongan aksial yang disebabkan oleh perbedaan momentum uap pada sisi masuk dan sisi keluar (Persamaan 7-48).

Harus diperhatikan bahwa Persamaan (7-47) adalah suatu persamaan pendekatan, karena tanpa adanya lubang penyama-tekanan, tekanan aktual yang dikerjakan oleh uap pada cakram akan lebih besar daripada nilai yang diperoleh dari persamaan ini. Tergantung pada ukuran ruang-bebas antara diafragma sudu-pengarah dan poros dan antara sudu gerak dan stator, dorongan aksial dapat menjadi sebesar 10 sampai 20% lebih besar dari nilai yang diperoleh dari Persamaan (7-47). Sebaliknya, bila lubang penyama-tekanan diberikan, dorongan aksial aktual akan lebih rendah daripada nilai yang diperoleh dari persamaan (7-47). Tergantung pada luasan lubang penyama-tekanan, ruang bebas labirin untuk sudu pengarah, diafragma, dan lain-lain, dorongan aksial pada cakram dapat dikurangi sebanyak 50 sampai 80% dari nilai yang diperoleh dari Persamaan (7-47).¹

Penentuan penurunan tekanan di antara cakram, dengan memperhitungkan pengaruh kebocoran uap melalui lubang penyama-tekanan, akan menjadi sangat sulit tanpa adanya data yang terandalkan untuk koefisien aliran. Sebagai akibat perhitungan dorongan aksial yang tidak tepat, telah terjadi kecelakaan yang serius akibat rusaknya atau leburnya bantalan dorong. Di samping itu, dorongan aksial pada rotor sangat tergantung pada kondisi operasi, perapat labirin baik untuk ujung depan maupun belakang demikian juga antara diafragma dan rotor, dan lain-lain. Dengan demikian dorongan aksial bervariasi dalam batas-batas yang luas.

Akhir-akhir ini metode baru pengukuran tekanan aksial pada turbin-turbin yang sedang beroperasi telah diajukan. Metode ini memakai variasi tahanan elemen pengukur sewaktu berubah bentuk akibat variasi tekanan pada membran terhadap mana elemen pengukur itu direkatkan. Sebagai kelanjutan penyelidikan ini M.A. Trubilov telah mengajukan sebuah metode untuk pemeriksaan operasi bantalan dorong yang memuaskan berdasarkan kenaikan temperatur logam putih sepatu bantalan dorong². Saran ini ternyata telah menjadi sangat bernilai di bidang praktek dan sekarang banyak dipakai untuk memeriksa operasi bantalan dorong yang memuaskan.

7.14. TURBIN IMPULS-REAKSI

Reaksi murni dengan kapasitas kecil dan menengah tidak memuaskan jika ditinjau dari segi konstruksi, karena dengan sudu setinggi 25 sampai 30 mm dan $u/c_1 \geq 0,65$ sampai 0,70 jumlah tingkat yang dibutuhkan sangat banyak dan pada saat yang bersamaan efisiensi agak menurun, akibat kerugian kebocoran yang lebih besar. Jadi turbin reaksi dalam bentuknya yang murni dibuat hanya untuk kapasitas yang besar (tidak kurang dari 20.000 kW) dengan nilai menengah untuk uap segar (dengan kata lain, dengan tekanan dan temperatur yang menengah). Jika turbin reaksi dibuat dengan tekanan dan temperatur uap yang sangat tinggi (30 sampai 35 ata) akan timbul sejumlah masalah tambahan. Jika penurunan kalor yang dimanfaatkan pada tingkat pertama tidak begitu besar, tekanan pada bagian turbin yang selebihnya akan demikian besar yang selanjutnya akan merumitkan konstruksi flens, perapat-perapat labirin depan dan belakang, dan lain-lain. Turbin gabungan impuls-reaksi akan banyak meniadakan masalah ini dan oleh sebab itu telah biasa dipakai oleh para pendesain turbin di seluruh dunia.

Turbin impuls-reaksi yang terbanyak dipakai terdiri atas tingkat pertama yang bekerja pada prinsip impuls (lebih sering dikenal sebagai tingkat Curtis) yang selanjutnya diikuti oleh sejumlah tingkat reaksi. Tingkat pertama itu dapat berupa gabungan kecepatan baris-tunggal ataupun banyak-baris (multirow). Pemakaian tingkat impuls (pengatur) dengan tingkat kecepatan memungkinkan untuk memanfaatkan penurunan kalor yang besar pada nosel dan oleh sebab itu membantu dalam mendapatkan temperatur dan tekanan yang lebih rendah pada tingkat-tingkat reaksi. Pemakaian tingkat impuls, yang beroperasi dengan penurunan kalor sebesar 40 sampai 60 kkal/kg atau lebih, memungkinkan untuk mengurangi jumlah tingkat reaksi. Jadi turbin gabungan impuls-reaksi ternyata sederhana pada konstruksinya yang juga lebih mudah pembuatannya.

Turbin jenis gabungan juga dipakai dengan bagian turbin tekanan-tinggi yang hanya terdiri dari sudu impuls dan tingkat-tingkat tekanan-rendahnya hanya terdiri dari tingkat-tingkat reaksi.

¹ Salah satu dari penyelidikan yang paling bernilai dalam bidang ini adalah penyelidikan yang dilakukan oleh V.V. Zvyagintsev, "Approximate Method of Determining Pressure Drops in Steam Turbine Discs", *Sovetskoye Kotloturbostranyeniye*, 1938, No. 7, dan G.S. Samoilovich dan B.I. Morozov, "About the Coefficient of Mass Flow Through Pressure Relief Holes in Turbine Discs", *Teplotenergetika*, 1957, No. 8.

² Information Letter V.T.I., No. 1952-7, Gosenergoizdat, 1953.

7.15. PENDESAINAN TURBIN IMPULS-REAKSI

Contoh: Desainlah sebuah turbin gabungan impuls-reaksi dengan data yang berikut ini: kapasitas pada terminal-terminal generator, $N_e = 6.600 \text{ kW}$, $n = 3.000 \text{ rpm}$, $p_0 = 29 \text{ ata}$; $t_0 = 400^\circ\text{C}$; $p_2 = 0,05 \text{ ata}$

Kita mengandaikan efisiensi dari kurva-kurva yang diberikan pada Gambar 5-8, 5-9 dan 5-11.

$$\eta_{re} = 0,705; \eta_g = 0,948; \eta_m = 0,98.$$

Efisiensi-dalam relatif turbin akan menjadi sebesar

$$\eta_{ol} = \frac{\eta_{re}}{\eta_m} = \frac{0,765}{0,98} = 0,782.$$

Tekanan uap sebelum nosel tingkat pertama, dengan memperhitungkan kerugian pada katup-katup pengatur

$$p_0 = p_0 - \Delta p = 29 - 0,05 \times 29 = 27,5 \text{ ata}$$

Dari diagram $i-s$ (Gambar 7-15) penurunan kalor teoretis akan menjadi

$$H_0 = i_0 - i_{1t} = 773 - 505,5 = 267,5 \text{ kkal/kg};$$

$$H'_0 = i_0 - i'_{1t} = 773 - 507,5 = 265,5 \text{ kkal/kg}.$$

Penurunan kalor yang dimanfaatkan di dalam turbin akan menjadi

$$H_i = H_0 \eta_{ol} = 267,5 \times 0,782 = 209 \text{ kkal/kg}.$$

Dengan menentukan massa alir uap melalui turbin kita peroleh

$$G_0 = \frac{D_0}{3.600} = \frac{860 N_e}{3.600 H_0 \eta_{re} \eta_g} = \frac{860 \times 6.600}{3.600 \times 267,5 \times 0,765 \times 0,948} = 8,14 \text{ kg/det}.$$

Untuk dapat memanfaatkan penurunan kalor pada tingkat impuls pertama kita akan memakai cakram dua-baris untuk tingkat-pengatur. Tekanan uap sebelum sudu pengarah tingkat reaksi yang pertama diandaikan sebesar 10 ata. Maka penurunan kalor teoretis yang terjadi di dalam nosel tingkat pertama yang diperoleh dari diagram $i-s$ akan sebesar $h_{0th} = i_0 - i_{1in} = 773 - 708,5 = 64,5 \text{ kkal/kg}$.

Dengan mengacu ke Pasal 6-6, di mana contoh ini telah diselesaikan, kita peroleh bahwa

diameter rata-rata $d = 983 \text{ mm}$.

tinggi sisi-keluar nosel . . . $l = 12 \text{ mm}$.

sudut nosel $\alpha_1 = 20^\circ$.

Oleh karena massa-alir uap dalam hal ini berbeda, derajat pemasukan parsial juga akan bervariasi, yang menurut Persamaan (7-25a) akan menjadi sebesar

$$\epsilon = \frac{60 G_0 v_1 x_1}{\pi^2 d^2 l n \sin \alpha_1} = \frac{60 \times 8,14 \times 0,253 \times 0,22}{\pi^2 \times 0,983^2 \times 0,012 \times 3.000 \sin 20^\circ} = 0,23$$

di mana $v_1 = 0,253 \text{ m}^3/\text{kg}$ dan $x_1 = 0,22$ (dari perhitungan pada Pasal 6-6 dan 7-8).

Kerugian-kerugian gesekan cakram dan pengadukan ditentukan dari persamaan

$$h_{ge.a} = \frac{102 N_{ge.a}}{427 G_0} = \frac{102 N_{ge.a}}{427 \times 8,14} = 0,0291 \times 40,3 = 1,182 \text{ kkal/kg}.$$

di mana $N_{ge.a}$ diperoleh dari Persamaan (5-4a); kita akan mengambil tinggi rata-rata sudu adalah 29 mm.

Kerugian di dalam nosel, sudu pengarah dan sudu gerak demikian juga kerugian kecepatan-keluar tetap tidak berubah (lihat Pasal 6-6).

Penurunan kalor yang dimanfaatkan pada tingkat akan sebesar

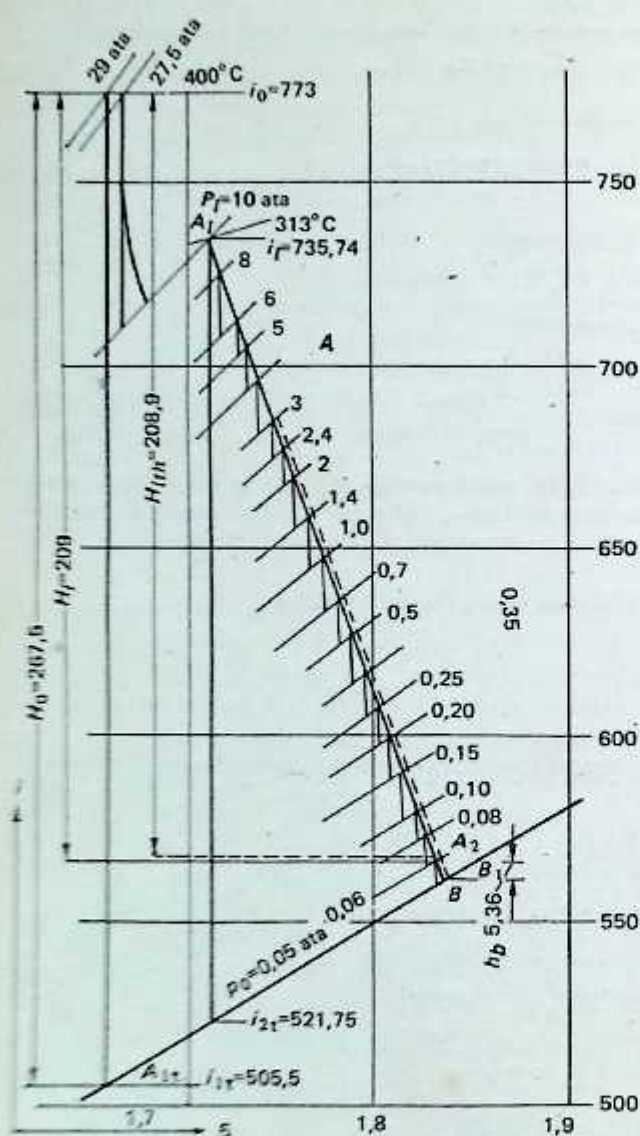
$$h_{ith} = h_{0th} - \sum h_{kerugian} = 64,5 - 6,325 - 12,18 - 3,38 - 0,68 - 2,175 - 1,182 = 38,58 \text{ kkal/kg}.$$

Dengan mengukur penurunan kalor ini pada diagram $i-s$, kita akan mendapatkan kondisi uap sebelum sudu pengarah tingkat-reaksi yang pertama (titik A_1 pada Gambar 7-15).

Dengan mengukur penurunan kalor yang bermanfaat pada turbin H_i pada diagram $i-s$ yang sama dengan 209 kkal/kg, kita akan mendapatkan titik A_2 yang memberikan kondisi uap pada sisi-buang. Kerugian kecepatan-keluar pada tingkat yang terakhir akan diandaikan sebesar 2% dari H_0 sehingga $h_{ez} = 0,02 H_0 = 0,02 \times 267,5 = 5,36 \text{ kkal/kg}$. Dengan mengukur kerugian h_{ez} ini pada diagram $i-s$ ke arah bawah titik A_2 , kita peroleh titik B yang memberikan kondisi uap pada sisi-keluar baris terakhir sudu gerak. Dengan menghubungkan titik A_1 dan B dengan garis lurus, kita peroleh penurunan kalor teoretis untuk tingkat-tingkat reaksi pada diagram $i-s$. Untuk isobar yang dipilih sebarang, se-

Distribusi Penurunan Kalor pada

P , ata	10	6	5	4	3	2,4	2,0
v , m ³ /kg	0,271	0,325	0,413	0,480	0,578	0,734	1,025
rata-rata x (°C atau %)	313	292	265	248	229	203	169
h_0 , kkal/kg	13,6	17,3	10,4	11,8	15,7	10,8	15,5



Gambar 7-15. Penurunan kalor teoretis pada diagram $i-s$ untuk turbin gabungan impuls-reaksi.

Karang Kita akan menentukan penurunan kalor teoretis antara setiap pasangan garis isobar dan volume spesifik v pada setiap perpotongan isobar itu dengan garis yang menghubungkan titik A_1 dan B begitu juga dengan temperatur yang panas lanjut atau fraksi kekeringan di daerah jenuh.

Hasil-hasil perhitungan di atas diberikan pada Tabel 7-2.

Berbagai Tingkat Turbin Reaksi

Tabel 7-2

1,0	1,0	0,7	0,5	0,35	0,25	0,2	0,15	0,10	0,08	90,0	0,05
1,375	1,813	2,425	3,29	4,54	6,16	7,53	9,8	14,17	17,4	22,1	26,65
141	115	90	98,5	97,5	96,3	95,6	91,6	93,3	92,6	91,7	91,2
14,6	14,8	13,8	12,7	12,0	8,0	10,8	14,0	7,2	9,5	5,9	-

Dari data yang diberikan pada Tabel 7-2, kita sekarang akan melukiskan grafik bantu seperti yang ditunjukkan pada Gambar 7-16; $v = f(\Sigma h_0)$ kurva-kurva 1a dan 1b; $p = f_1(\Sigma h_0)$ kurva-kurva 2a dan 2b; $t = f_2(\Sigma h_0)$ kurva 3 dan $x = f_3(\Sigma h_0)$ kurva 4, di mana x adalah fraksi kekeringan.

Selanjutnya kita akan menentukan ukuran-ukuran tingkat reaksi pertama dan terakhir.

Tingkat-reaksi pertama (tingkat turbin yang kedua).

Kita akan mengambil tinggi sudu pengarah sebesar $l = 25$ mm.

Diameter pada keliling rata-rata dari Persamaan (7-26) akan sebesar

$$\begin{aligned} d_1 &= \sqrt{\frac{60G_1 x_1 v_1}{6\pi^2 l_1 \sin \alpha_1}} = \sqrt{\frac{60 \times 8,14 \times 0,715 v_1}{\pi^2 \times 0,025 \times 3.000}} = \sin 20^\circ = \\ &= \sqrt{1,378 v_1} = \sqrt{1,378 \times 0,283} = 0,625 \text{ m} = \\ &= 625 \text{ mm;} \end{aligned}$$

x_1 dianggap sebesar 0,715.

Kecepatan keliling u_1 akan sebesar

$$u_1 = \frac{\pi d_1 n}{60} = \frac{\pi \times 0,625 \times 3.000}{60} = 98,2 \text{ m/detik}$$

Kecepatan uap pada sisi-keluar sudu pengarah

$$c_1 = \frac{u_1}{x_1} = \frac{98,2}{0,715} = 137 \text{ m/detik}$$

Penurunan kalor $h_{01} = \frac{c_1^2}{8.378 \varphi^2} = \frac{137^2}{8.378 \times 0,92^2} = 2,65 \text{ kkal/kg.}$

Tekanan uap sesudah sudu pengarah dari kurva 2a (Gambar 7-16) $p_1' = 9,65$ ata.

Tingkat akhir: Diameter tingkat akhir ditentukan dari Persamaan (7-30)

$$\begin{aligned} d_z &= \sqrt{\frac{G_0 \vartheta v_z}{\pi \times 91,5 \sqrt{\zeta_e H_0} \sin \alpha_2}} = \\ &= \sqrt{\frac{8,14 \times 7 \times 26,65}{\pi \times 91,5 \sqrt{0,02 \times 267,5 \times 1}}} = 1,53 \text{ m} = 1.530 \text{ mm,} \end{aligned}$$

di mana $\vartheta = 7$, $\zeta_e = 0,02$ dan $\alpha_2 = 90^\circ$ (nilai-nilai yang diandaikan).

Kecepatan keliling pada diameter rata-rata

$$u_z = \frac{\pi d_z n}{60} = \frac{\pi \times 1,53 \times 3.000}{60} = 241 \text{ m/detik,}$$

yang tidak diperbolehkan untuk cakram-cakram tipis dan dengan demikian kelompok tingkat akhir harus ditempatkan pada satu atau dua cakram dengan lebar (ketebalan) yang cukup.

Tinggi sudu-gerak ditentukan dari

$$l_z = \frac{d_z}{\vartheta} = \frac{1.530}{7} = 219 \text{ mm.}$$

Diameter drum untuk tingkat kedua adalah $d_d = 625 - 25 = 600$ mm, dan untuk tingkat akhir $d_{dz} = 1.530 - 219 = 1.311$ mm.

Oleh sebab itu, rotor dibuat dengan satu tingkat (kelepak) atau lebih.

Distribusi Penurunan Kalor pada Tingkat Turbin

Koefisien kecepatan $\varphi = \psi = 0,92$ akan dipakai (diandaikan) untuk seluruh tingkat turbin.

Untuk kelompok tingkat yang pertama kita akan mengambil $\alpha_1 = \beta_2 = 20^\circ$. Tinggi sisi keluar setiap tingkat yang berikutnya akan dibuat lebih tinggi 1 mm daripada tinggi tingkat yang sebelumnya.

Kita akan mengandaikan bahwa 15 tingkat akan ditempatkan pada bagian di mana diameter drum adalah 600 mm.

Untuk kelompok tingkat ini, kita akan menghitung diameter rata-rata (mean) $d_{rata-rata}$, perbandingan d_d/l dan u kecepatan keliling. Hasil-hasil perhitungan ini diberikan pada Tabel 7-3.

Tingkat kedua:

Dari perhitungan pendahuluan, kita telah memperoleh parameter untuk sudu pengarah tingkat-kedua: $c_1 = 137$ m/detik, $u = 98,2$ m/detik, $\alpha_1 = 20^\circ$ dan $h_{01} = 2,65$ kkal/kg.

Dari segitiga kecepatan (Gambar 7-17), kita peroleh $w_1 = 55,5$ m/detik dan $\beta_1 = 57^\circ 30'$.

Kandungan kalor uap pada sisi-masuk ke sudu gerak akan menjadi sebesar

$$w_1 = \frac{w_1^2}{8.378} = \frac{55,5^2}{8.378} = 0,368 \text{ kkal/kg,}$$

Tabel 7-3

Sudu Pengarah

γ_1	d_1 mm	l , mm	d_{purata} mm	d_d/l	u m/det	u/c_1	$h_2^{pr} + h_{01}$ (kkal/kg)	v_1 , m ³ /kg	p_1 , ata
12		12	983	—	154,5	0,220	64,5	0,25	27,5
13		20,9	—	—	—	—	—	0,266	10,0
14	800	25	625	23,95	98,2	0,715	2,650	0,283	9,65
15	800	27	627	22,2	98,6	0,738	2,520	0,299	9,00
16	800	29	629	20,7	98,8	0,755	2,430	0,316	3,32
17	800	31	631	19,3	90,0	0,767	2,350	0,334	7,78
18	800	33	633	18,15	99,4	0,783	2,273	0,352	7,277
19	800	35	635	17,15	90,6	0,790	2,239	0,383	6,82
20	800	37	637	16,20	100,0	0,794	2,239	0,393	6,37
21	800	39	639	15,40	110,3	0,794	2,263	0,416	5,95
22	800	41	641	14,63	100,5	0,788	2,295	0,441	5,60
23	800	43	643	13,95	100,8	0,784	2,321	0,467	5,16
24	800	45	645	13,34	101,2	0,772	2,418	0,500	4,78
25	800	47	647	12,75	101,4	0,757	2,510	0,527	4,42
26	800	49	649	12,25	101,8	0,744	2,651	0,574	4,06
27	800	51	651	11,76	102,2	0,726	2,794	0,619	3,73
28	800	53	653	11,32	102,5	0,700	3,009	0,670	3,40
29	800	40	840	20,00	132,0	0,780	4,010	0,750	2,97
30	800	41	844	18,15	132,6	0,764	4,262	0,818	2,56
31	800	48	848	16,65	133,4	0,743	4,551	0,962	2,20
32	800	52	852	15,37	134,0	0,695	5,271	1,125	1,83
33	800	56	856	14,27	134,6	0,699	5,215	1,333	1,51
34	800	62	862	12,90	135,5	0,650	6,16	1,604	1,19
35	800	70	870	11,42	136,7	0,602	7,27	1,99	0,90
36	800	78	878	10,25	138,0	0,594	7,625	2,60	0,66
37	1.330	90°	1.420	14,78	223	0,845	9,83	4,00	0,418
38	1.330	145	1.445	11,55	227	0,812	11,077	6,58	0,283
39	1.330	155	1.485	8,60	233	0,810	10,865	10,25	0,143
40	1.330	195	1.525	6,82	239	0,777	13,41	18,45	0,075

Tan γ_1'' (Gambar 7-16) diperoleh

$$\tan \gamma_1'' = \frac{M_{01} v_1}{M_H (h_{01} + h_{01}^{pr})} = \frac{100 \times 0,283}{2 \times 2,65} = 5,34$$

di mana M_{01} dan M_H adalah skala pada mana volume dan penurunan kalor dilukiskan. Dengan tan $\gamma_1'' = 5,34$ kita gambarkan pada Gambar 7-16 sudut $O12$. Dari kurva 2a, kita peroleh tekanan sesudah sudu pengarah ternyata sama dengan $p_1 = 9,65$ ata.

Dari Persamaan (7-39d) kita peroleh tan γ_2'' untuk sudu kerja sebesar

$$\begin{aligned} \tan \gamma_2'' &= \tan \gamma_1'' \frac{\left(\frac{d_d}{l}\right) x_2''}{\left(\frac{d_d}{l''}\right) x_1''} = 5,34 \frac{23,95}{23,05} \times \frac{x_2''}{0,715} = \\ &= 7,75 x_2'' = 7,75 \times 0,728 = 5,63. \end{aligned}$$

di mana x_2'' telah diandaikan sebelumnya.

Untuk nilai tan γ_2'' ini dengan menggambar segitiga kecepatan $ab3$ yang sama pada Gambar 7-16, kita peroleh dari kurva 1a dan 2a volume dan tekanan spesifik sesudah sudu-sudu gerak sama dengan $v_2 = 0,29$ m³/kg dan $p_2 = 9,30$ ata. Energi teoritis yang tersedia untuk melakukan kerja pada laluan-laluan sudu gerak diukur sepanjang sumbu Ox sebagai berikut.

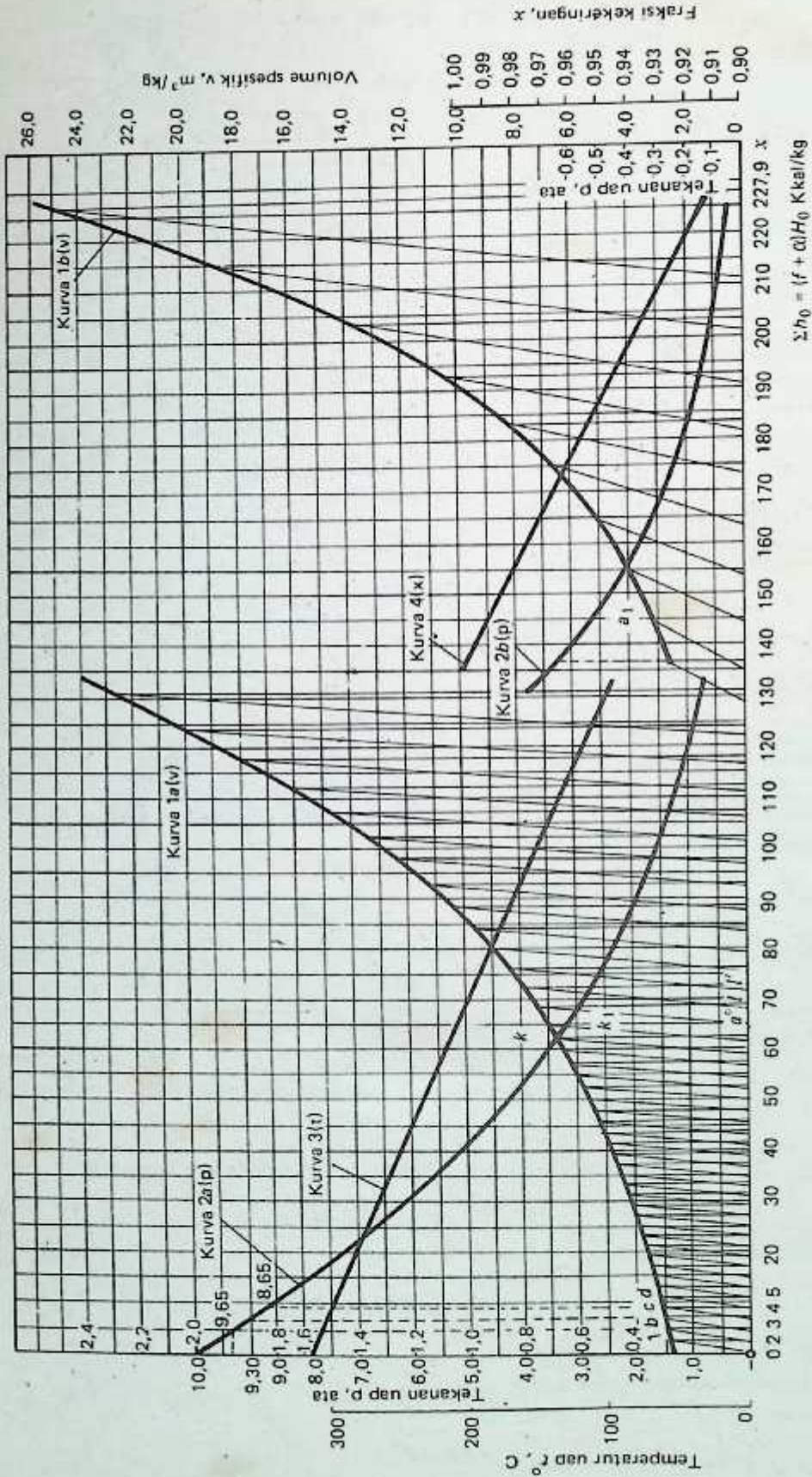
$$\begin{aligned} h_{02} + h_{w_1} &= a3 = 03 - h_{01} + h_{w_1} = 4,86 - 2,65 + 0,368 = \\ &= 2,578 \text{ kkal/kg.} \end{aligned}$$

$$\text{Kecepatan } w_2 = 91,5 \sqrt{h_{02} + h_{w_1}} = 91,5 \times 0,92 \times \sqrt{2,578} = 135 \text{ m/det.}$$

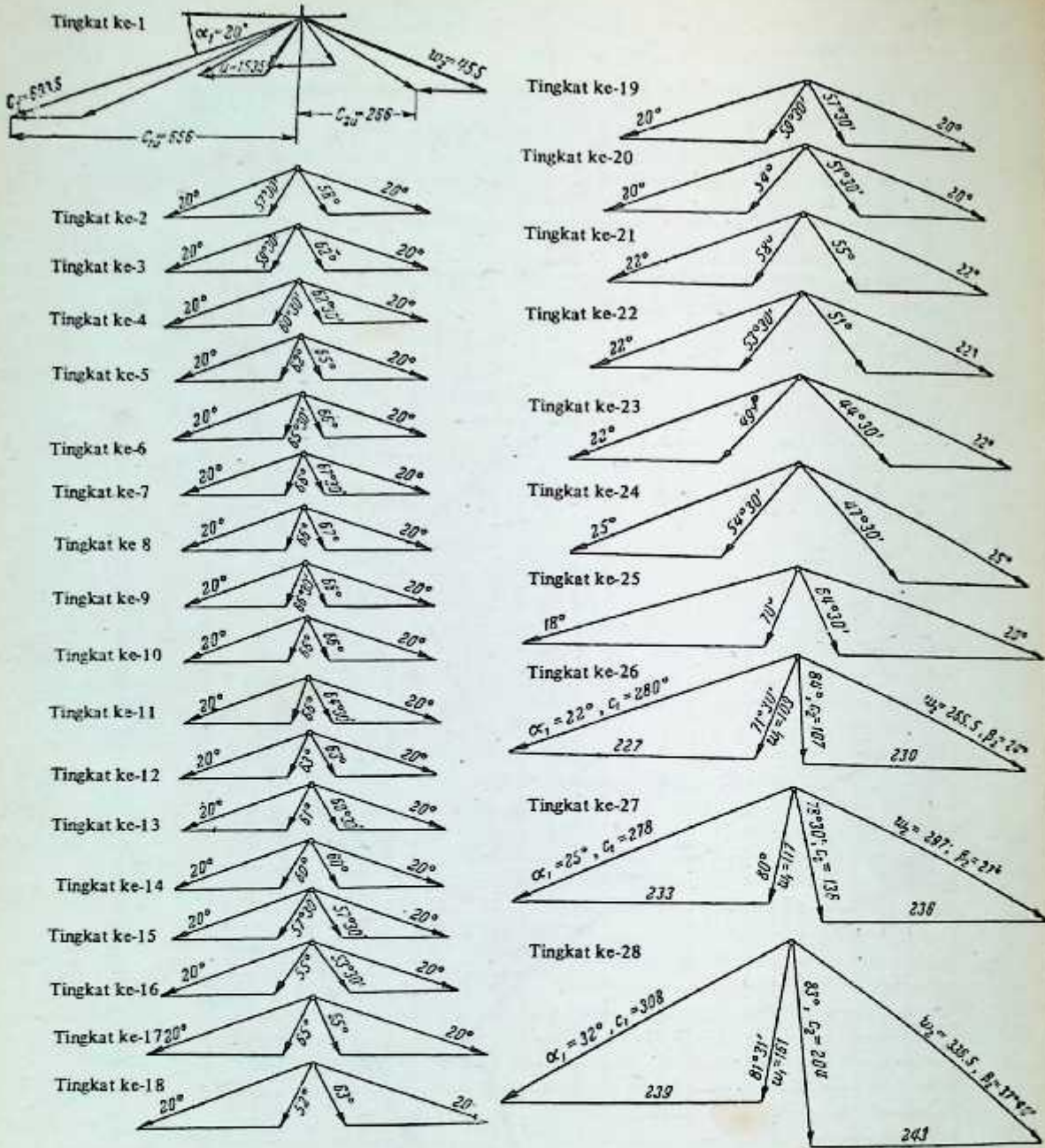
$$\lambda_2'' = \frac{u}{w_2} = \frac{98,4}{135} = 0,728 \text{ yang sama dengan nilai yang telah diandaikan sebelumnya.}$$

Dari Persamaan (4-11), kita peroleh tinggi sisi-keuar sudu kerja yang besarnya

$$l'' = \frac{8,14 \times 0,29 \times 10^3}{\pi \times 0,626 \times 135 \sin 20^\circ} = 26 \text{ mm.}$$



Gambar 7-16. Distribusi penurunan kalor pada berbagai tingkat turbin reaksi



Gambar 7-17. Segitiga kecepatan untuk turbin impuls-reaksi.

Nilai ini juga sesuai dengan nilai yang telah diandaikan sebelumnya. Dari segitiga kecepatan sisi-keluar, kita peroleh

$$c_2 = 52,5 \text{ m/detik dan } \alpha_2 = 58^\circ$$

Kerugian kecepatan-keluar

$$h_e = \frac{52,5^2}{8.378} = 0,33 \text{ kkal/kg}$$

Tingkat ketiga:

Tan γ_1''' untuk sudu pengarah akan menjadi

$$\tan \gamma_1''' = \tan \gamma_1'' \left(\frac{d_d''}{l''} \right) x_1''' = 5,34 \frac{23,95 x_1'''}{22,2 \times 0,715} = 8,05 x_1''' = 8,05 \times 0,738 = 5,93,$$

di mana x_1''' diandaikan sebesar 0,738.

Dengan nilai $\tan \gamma_1'''$ ini segitiga kecepatan $a'c'd$ digambarkan (Gambar 7-16). Energi yang tersedia teoretis pada sudu pengarah diperoleh dari hubungan

$$h_{01} + h_c^{pr} = a'd = 04 - 03 + h_c^{pr} = 7,05 - 4,86 + 0,33 = 2,52 \text{ kkal/kg.}$$

Kecepatan uap

$$c_1 = 91,5 \times 0,92 \sqrt{2,52} = 133,7 \text{ m/detik}$$

$$x_1''' = \frac{u}{c_1} = \frac{98,6}{133,7} = 0,738,$$

yang sama dengan nilai yang diandaikan, u di sini diambil dari Tabel 7-3.

Dari kurva 1a dan 2a, kita peroleh

$$v_1 = 0,299 \text{ m}^3/\text{kg} \text{ dan } p_1' = 9,0 \text{ ata.}$$

Untuk memeriksa ketepatan nilai yang diandaikan untuk tinggi sisi-keluar sudu pengarah, kita hitung nilai yang sama sesuai dengan Persamaan (4-7)

$$l = \frac{8,14 \times 0,299 \times 10^3}{\pi \times 0,627 \times 133,7 \sin 20^\circ} = 27 \text{ mm,}$$

dari mana kita lihat bahwa nilai yang diandaikan ini sudah memuaskan.

Dari segitiga kecepatan, kita peroleh $\omega_1 = 53 \text{ m/detik}$ dan $\beta_1 = 59^\circ 30'$.

Energi yang tersedia pada sisi-masuk ke sudu-gerak adalah

$$h_{w_1} = \frac{53^2}{8,378} = 0,335 \text{ kkal/kg.}$$

Tan γ_2''' untuk sudu gerak akan sebesar

$$\tan \gamma_2''' = \tan \gamma_1'' \frac{\left(\frac{d_d}{l}\right) x_2''}{\left(\frac{d_d}{l''}\right) x_1''} = 535 \frac{23,95 x_2''}{21,4 \times 0,715} = 8,35 \times 0,743 = 6,2,$$

di mana x_2'' diandaikan sebesar 0,743.

Dengan nilai $\tan \gamma_2'''$ ini segitiga $a'd's$ digambarkan pada Gambar 7-16. Energi yang tersedia teoretis pada sudu gerak akan sebesar $h_{02} + h_{w_1} = a'd's = 05 - 04 + h_{w_1} = 9,2 - 7,05 + 0,335 = 2,485 \text{ kkal/kg.}$

Kecepatan $\omega_2 = 91,5 \times 0,92 \sqrt{2,485} = 132,7 \text{ m/detik}$ dari mana $x_2'' = \frac{u}{\omega_2} = \frac{98,7}{132,7} = 0,743$ yang mana ini sudah

sama dengan nilai yang diandaikan.

Dari kurva-kurva a dan 2a, kita peroleh $v_2 = 0,808 \text{ m}^3/\text{kg}$ dan $p_2 = 8,65 \text{ ata.}$

Tinggi sudu

$$l'' = \frac{8,14 \times 0,308 \times 10^3}{\pi \times 0,628 \times 132 \times 7 \sin 20^\circ} = 28 \text{ mm.}$$

Dari segitiga kecepatan kita peroleh

$$c_2 = 51 \text{ m/detik dan } \alpha_2 = 62^\circ.$$

Kerugian kecepatan-keluar

$$h_e = \frac{51^2}{8,378} = 0,31 \text{ kkal/kg.}$$

Semua tingkat selanjutnya pada drum yang diameternya 600 mm didesain persis sama dengan cara yang sama. Kita akan memberikan 15 tingkat saja pada drum diameter konstan yang besarnya 600 mm, karena bila tingkat-tingkat tekanan-rendah juga didesain untuk diameter yang sama, sebagai akibat nilai perbandingan u/c_1 dan u/ω_2 yang lebih rendah, efisiensi yang diperoleh akan lebih rendah. Oleh sebab itu kita akan membuat diameter sebesar 800 mm untuk tingkat-tingkat tekanan-rendah.

Data dasar yang diperoleh dari perhitungan di atas ditunjukkan pada Tabel 7-3 dan 7-4

Tingkat ketujuh belas:

Kita akan mengandaikan tinggi sisi-keluar sudu pengarah sebesar

$$l = 40 \text{ mm.}$$

Kecepatan keliling u dengan demikian akan sebesar (pada diameter rata-rata $800 + 40 = 840 \text{ mm}$)

$$u = \frac{\pi \times 0,84 \times 3.000}{60} = 132 \text{ m/detik.}$$

Untuk sudu pengarah kita akan mengandaikan perbandingan u/c_1 sama dengan 0,78.

PERPUSTAKAAN D III F. TEKNIK

Sudu Gerak

Tabel 7

Tingkat ke	d'' , mm	l'' , mm	d'' rata-rata mm	d'' rata-rata l''	u m/detik	u/w_1	$hw_1 + h_{02}$, kkal/kg	v^2 , m ² /kg	p^2 ata
1a	-	16,9	983	-	154,5	-	-	0,263	10,0
1b	-	22,7	-	-	-	-	-	0,267	-
2	600	26	626	23,05	98,4	0,728	2,578	0,290	9,30
3	600	28	628	21,40	98,7	0,743	2,485	0,308	8,65
4	600	30	630	20,00	98,9	0,762	2,390	0,325	8,05
5	600	32	632	18,70	99,2	0,715	2,318	0,343	7,53
6	600	34	634	17,60	99,5	0,786	2,239	0,372	7,03
7	600	36	636	16,70	99,8	0,792	2,239	0,383	6,62
8	600	38	638	15,80	100,1	0,795	2,239	0,404	6,16
9	600	40	640	15,00	100,4	0,792	2,275	0,429	5,73
10	600	42	642	14,30	100,6	0,786	2,305	0,451	5,38
11	600	44	644	13,63	101,0	0,777	2,397	0,481	4,96
12	600	46	646	13,05	101,3	0,767	2,454	0,517	4,60
13	600	48	648	12,50	101,6	0,750	2,587	0,555	4,25
14	600	50	650	12,00	102,0	0,735	2,720	0,596	3,91
15	600	52	652	11,53	102,4	0,712	2,928	0,645	3,56
16	600	54	654	11,12	102,7	0,687	3,151	0,700	3,23
17	800	42	842	19,05	132,3	0,775	4,114	0,795	2,78
18	800	46	846	17,40	133,0	0,758	4,351	0,90	2,38
19	800	50	850	15,97	133,7	0,723	4,794	1,035	2,03
20	800	54	854	14,80	134,3	0,665	5,743	1,228	1,65
21	800	58	858	13,78	134,9	0,663	5,842	1,46	1,35
22	800	66	866	12,11	136,1	0,632	6,586	1,778	1,05
23	800	74	874	10,82	137,4	0,561	8,50	2,28	0,76
24	800	82	882	9,75	138,6	0,523	9,80	3,12	0,533
25	1.330	100	1.430	13,30	225	0,803	11,042	5,17	0,314
26	1.330	135	1.465	9,85	230	0,866	9,92	8,08	0,188
27	1.330	175	1.505	7,60	236	0,795	12,435	13,5	0,106
28	1.330	220	1.550	6,05	243	0,724	15,99	28,65	0,05

Penurunan kalor teoretis pada sudu pengarah akan sebesar

$$h_{01} = \frac{u^2}{8.378 x_1^2 \phi^2} = \frac{132^2}{8.378 \times 0,78^2 \times 0,92^2} = 4,04 \text{ kkal/kg.}$$

Pada Gambar 7-16 penurunan kalor h_{01} digambarkan oleh perpotongan $a^0 l$. Tekanan dan volume spesifik sesudah sudu pengarah diperoleh dengan jalan menggambarkan garis yang tegak lurus pada titik l yang memotong kurva $1a$ dan $2a$ pada titik k dan k_1 . Titik k dan k_1 memberikan tekanan dan volume spesifik sesudah sudu pengarah sebesar $p = 2,97$ ata dan $v = 0,75 \text{ m}^3/\text{kg}$. Kita akan mengandaikan sudut $\alpha_1 = 20^\circ$. Tinggi sudu pengarah dari Gambar (7-26) akan sebesar

$$l = \frac{60 G_0 x_1 v_1}{\pi^2 d^2 n \sin \alpha_1} = \frac{60 \times 8,14 \times 0,78 \times 0,75}{\pi^2 \times 0,84^2 \times 3.000 \times 0,342} = 0,04 \text{ m} = 40 \text{ mm,}$$

yang telah sesuai dengan angka yang diandaikan.

Tinggi sudu-sudu untuk setiap baris yang berikutnya dibuat lebih panjang daripada tinggi baris yang sebelumnya sebesar 2 mm.

Tangen γ_1 untuk sudu pengarah akan sebesar

$$\tan \gamma_1 = 50 \frac{v_1}{h_{01}} = 50 \frac{0,75}{4,04} = 9,28.$$

(Di sini koefisien 50 adalah skala penggambaran grafik pada Gambar 7-16).

Kecepatan uap

$$c_1 = 91,5 \times 0,92 \sqrt{4,04} = 169 \text{ m/detik.}$$

Dari segitiga kecepatan (Gambar 7-17), kita peroleh

$$w_1 = 65 \text{ m/detik dan } \beta_1 = 65^\circ$$

Energi uap pada sisi-masuk ke sudu kerja akan sebesar

$$h_{w_1} = \frac{65^2}{8.378} = 0,504 \text{ kkal/kg}$$

Kondisi awal uap sebelum sudu gerak diperoleh dari selisih

$$Ol - h_{w_1} = 69,24 - 0,504 = 68,736 \text{ kkal/kg}$$

Untuk sudu gerak

$$\begin{aligned} \tan \gamma_2 &= \tan \gamma_1 \frac{\left(\frac{d_d}{l}\right) x_2}{\left(\frac{d_d}{l}\right) x_1} = \\ &= 9,28 \frac{20,00 x_2}{19,05 \times 0,78} = 12,47 x = 12,47 \times 0,775 = 9,67, \end{aligned}$$

di mana x_2 diandaikan sama dengan 0,775.

Dari grafik yang diberikan pada Gambar 7-16, kita peroleh $v_2 = 0,795 \text{ m}^3/\text{kg}$ dan $p_2 = 2,78$ ata. Energi yang terselesaikan teoretis akan sebesar

$$\begin{aligned} h_{02} + h_{w_1} &= Ol' = Ol + h_{w_1} = 72,85 - 69,24 + 0,504 = \\ &= 4,114 \text{ kkal/kg.} \end{aligned}$$

Kecepatan uap w_2 , oleh sebab itu, akan menjadi sebesar

$$w_2 = 91,5 \times 0,92 \sqrt{4,114} = 170,7 \text{ m/detik.}$$

$$x_2 = \frac{u}{w_2} = \frac{132}{170,7} = 0,775 \text{ yang telah sesuai dengan nilai yang diandaikan sebelumnya.}$$

Dari segitiga kecepatan kita peroleh

$$c_2 = 65,5 \text{ m/detik dan } \alpha_2 = 65^\circ.$$

Energi yang meninggalkan sudu-sudu akibat kecepatan keluar akan sama dengan

$$h_e = \frac{65,5^2}{8,378} = 0,512 \text{ kkal/kg.}$$

Semua tingkat yang berikutnya hingga ke tingkat ke-24 didesain persis sama dengan cara tersebut. Sudut α_1 dan β_1 untuk tingkat-tingkat dari tingkat ke-18 hingga ke-20 diandaikan sebesar $\alpha_1 = \beta_1 = 20^\circ$, untuk ke-21 sampai ke-23 $\alpha_1 = \beta_1 = 22^\circ$ dan untuk tingkat ke-24 $\alpha_1 = \beta_1 = 25^\circ$.

Karena volume spesifik akan bertambah besar dengan cepat pada kelompok tingkat yang kedua, kita akan memperbesar diameter menjadi 1.330 mm. Pada prakteknya, kelompok tingkat ini harus dipasang pada satu atau dua cakram baja tlempa yang terpisah. Untuk mendapatkan pertambahan ukuran tinggi sudu yang perlahan-lahan untuk tingkat-tingkat yang terakhir, sudut-sudut α_1 dan β_2 diperbesar secara sedikit demi sedikit.

Tingkat kedua puluh lima:

Untuk sudu pengarah kita akan mengandaikan $\alpha_1 = 18^\circ$, $u/c_1 = 0,845$ dan $l = 90 \text{ mm}$.

Diameter rata-rata (mean)

$$d_{\text{rata-rata}} = 1.330 + 90 = 1.420 \text{ mm.}$$

Kecepatan keliling

$$u = \frac{\pi \times 1,42 \times 3.000}{60} = 223 \text{ m/detik}$$

Penurunan kalor teoretis pada sudu pengarah akan menjadi sebesar

$$h_{01} = \frac{u^2}{8,378 \varphi^2 x_1^2} = \frac{223^2}{8,378 \times 0,92^2 \times 0,845} = 9,83 \text{ kkal/kg.}$$

Volume spesifik dan tekanan uap sesudah sudu pengarah (titik a_1 pada Gambar 7-16) adalah $v_1 = 3,95 \text{ m}^3/\text{kg}$ dan $p_1 = 0,418$ ata. Tinggi sisi-keluar sudu pengarah dari Persamaan (7-26) adalah

$$\begin{aligned} l &= \frac{60 G_0 x_1 v_1}{\pi^2 d^2 n \sin \alpha_1} = \frac{60 \times 8,14 \times 0,845 \times 4,00}{\pi^2 \times 1,42^2 \times 3.000 \sin 18^\circ} = \\ &= 0,09 \text{ m} = 90 \text{ mm yang telah sesuai dengan pengandaian yang dilakukan.} \end{aligned}$$

$$\tan \gamma_1 = \frac{M_0 v_1}{M_H h_{01}} = \frac{10 \times 3,95}{2 \times 9,83} = 2,01.$$

Kecepatan uap

$$c_1 = u/x_1 = \frac{223}{0,845} = 264 \text{ m/detik.}$$

Dari segitiga kecepatan, kita peroleh

$$w_2 = 85,5 \text{ m/detik dan } \beta_1 = 70^\circ$$

Kandungan energi pada sisi-masuk sudu gerak adalah sama dengan

$$h_{w_1} = \frac{85,5^2}{8.378} = 0,872 \text{ kkal/kg.}$$

Untuk sudu gerak, kita akan mengandaikan $\beta_2 = 20^\circ$, $l' = 100 \text{ mm}$ dan $x_2 = 0,803$, sehingga

$$\begin{aligned} \tan \gamma_2 &= \tan \gamma_1 \frac{\sin \beta_2 \left(\frac{d_d}{l'} \right) x_2}{\sin \alpha_1 \left(\frac{d_d'}{l''} \right) x_1} = \\ &= 2,01 \frac{\sin 20^\circ \times 14,78 \times 0,803}{\sin 18^\circ \times 13,3 \times 0,845} = 2,34. \end{aligned}$$

Energi yang tersedia teoretis untuk melakukan kerja pada sudu gerak akan sebesar

$$h_{o2} + h_{w_1} = 165,00 - 154,83 + 0,782 = 11,042 \text{ kkal/kg.}$$

Kecepatan uap

$$\omega_2 = 91,5 \times 0,92 \sqrt{11,042} = 280 \text{ m/detik,}$$

$x_2 = u/\omega_2 = 225/280 = 0,803$ (seperti yang diandaikan).

Dari segitiga kecepatan kita peroleh

$$c_2 = 95 \text{ m/detik dan } \alpha_2 = 64^\circ 30'$$

Energi pada sisi keluar (kecepatan keluar) akan sebesar

$$h_e = 95^2/8.378 = 1,077 \text{ kkal/kg.}$$

Sudu-sudu tingkat ke-26, 27 dan 28 didesain persis sama dengan sudu-sudu pada tingkat ke-25. Hasil-hasil perhitungan di atas ditabelkan pada Tabel 7-3 dan 7-4.

Sesudah diperoleh distribusi penurunan kalor yang memuaskan pada berbagai tingkat turbin, kita akan teruskan ke desain yang lebih rinci.

Tingkat kedua: (tingkat reaksi pertama).

Pertama sekali kita akan menentukan kerugian kalor pada turbin. Kerugian pada sudu pengarah; dari Persamaan (7-40) kita peroleh

$$\begin{aligned} h_{gb} &= (1 - \psi^2) (h_{o1} + h_e^{pr}) = (1 - 0,92^2) 2,65 = \\ &= 0,408 \text{ kkal/kg.} \end{aligned}$$

pada sudu gerak; dari Persamaan (7-41)

$$\begin{aligned} h_b &= (1 - \psi^2) (h_{o2} + h_{w_1}) = (1 - 0,92^2) 2,578 = \\ &= 0,397 \text{ kkal/kg.} \end{aligned}$$

Kerugian kecepatan-keluar $h_e = 0,33 \text{ kkal/kg.}$

Kerugian kebocoran melalui ruang bebas radial dari Persamaan (5-24a) akan sebesar

$$\begin{aligned} h_{kebocoran} &= 1,72 \frac{\delta_r^{1,4}}{l} (h_{o1} + h_{o2}) = 1,72 \frac{11,4}{25} (2,65 + 2,21) = \\ &= 0,335 \text{ kkal/kg} \end{aligned}$$

di mana δ_r telah diandaikan sama dengan satu.

Penurunan kalor yang dimanfaatkan pada tingkat tersebut akan sama dengan

$$\begin{aligned} h_i &= h_o' - \sum h_{kerugian} = h_{o1} + h_{o2} - h_{gb} - h_b - h_e - h_{kebocoran} = \\ &= 2,65 + 2,21 - 0,408 - 0,397 - 0,33 - 0,335 = \\ &= 3,39 \text{ kkal/kg.} \end{aligned}$$

Untuk tingkat-tingkat yang berikutnya energi yang tersedia teoretis diperoleh dari hubungan

$$h_o = h_{o1} + h_{o2} + h_e^{pr} \text{ [kkal/kg]}$$

dan penurunan kalor aktual yang dimanfaatkan adalah $h_i = h_{o1} + h_{o2} + h_e^{pr} - \sum h_{kerugian}$ [kkal/kg].

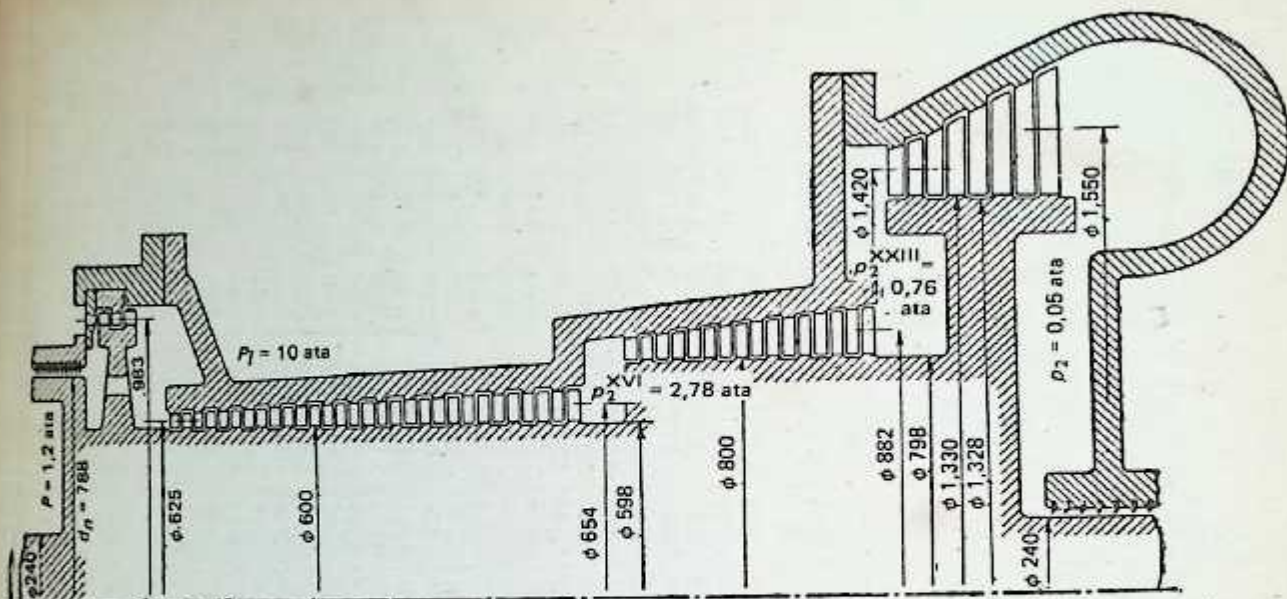
Hasil-hasil perhitungan di atas diberikan pada Tabel 7-5.

Penurunan kalor total yang dimanfaatkan untuk melakukan kerja pada turbin (dari Tabel 7-5) $H_1 = 208,9 \text{ kkal/kg}$

Massa alir aktual melalui turbin

$$G_{akt} = \frac{860 \times 6.600}{3.600 \times 208,9 \times 0,98 \times 0,948} = 8,13 \text{ kg/detik}$$

Perbedaan antara nilai-nilai yang diperoleh dan nilai-nilai teoretis adalah masih dalam batas-batas yang diperbolehkan dan karenanya tinggi sudu-sudu tidak perlu diulang-hitung. Penampang turbin diberikan pada Gambar 7-18. Untuk



Gambar 7-18. Penampang turbin impuls-reaksi.

mengimbangi dorongan aksial, dipakai piston pengimbang pada ujung depan turbin tersebut. Sedikit kebocoran keluar melalui perapat labirin depan, tanpa melakukan kerja yang bermanfaat. Kita akan menentukan kerugian kebocoran ini. Tekanan uap pada sisi bertekanan piston-pengimbang adalah 10 ata (dari perhitungan desain). Tekanan pada sisi belakang piston-pengimbang akan diandaikan sebesar 1,2 ata. Diameter piston $d_{dp} = 788$ mm. Jumlah lembaran labirin dianggap $z = 36$ dan ruang bebas $\delta = 0,4$ mm.

Luasan melingkar ruang-bebas tersebut akan sebesar

$$f_{c1} = \pi \times 0,788 \times 0,0004 = 0,00099 \text{ m}^2.$$

Dari Persamaan (5-23), tekanan pada ruang labirin akan sebesar

$$p'_{kr} = \frac{0,85 \times 10}{\sqrt{36 + 1,5}} = 1,39 \text{ ata.}$$

Karena $p'_{kr} > 1,2$, kebocoran uap melalui perapat labirin akan dihitung dari Persamaan (5-22)

$$G_{\text{kebocoran}} = 0,099 \sqrt{\frac{9,81 \times 10}{(36 + 1,5) 0,25}} = 0,36 \text{ kg/detik.}$$

Massa-alir uap melalui nosel-nosel tingkat pengaturan pertama (Curtis) dengan demikian akan bertambah sebanyak jumlah $G_{\text{kebocoran}}$, kebocoran melalui perapat labirin depan, yakni,

$$G'_0 = G_{\text{akt}} + G_{\text{kebocoran}} = 8,13 + 0,36 = 8,49 \text{ kg/detik.}$$

Oleh sebab itu tinggi nosel akan bertambah secara bertahap,

$$l_n = lG'_0/G_0 = 12 (,49/8,13) = 12,5 \text{ mm.}$$

Penentuan Dorongan Aksial dan Ukuran Piston Pengimbang

Bantalan dorong diandaikan berupa bantalan jenis segmen. Komponen aksial ditentukan sesuai dengan Persamaan-persamaan (7-45), (7-47) dan (7-48).

Kita akan mengandaikan dorongan dalam arah aliran uap sama dengan positif dan sebaliknya. Tekanan-tekanan aksial pada kelepak rotor telah dihitung menurut Persamaan (7-45) dan diberikan pada Tabel 7-6.

Dorongan akibat reaksi pada sudu-sudu kerja maupun akibat momentum uap yang masuk dan keluar telah dihitung menurut Persamaan-persamaan (7-47) dan (7-48) dan diberikan pada Tabel 7-7.

Kita akan mengandaikan permukaan sepatu bantalan dorong seluas

$$F_{br} = 300 \text{ cm}^2.$$

Tekanan spesifik pada bantalan dianggap sebesar

$$q = 10 \text{ kg/cm}^2.$$

Jadi dorongan aksial yang dapat ditahan oleh bantalan dorong akan sebesar

$$F_{br}q = 10 \times 300 = 3.000 \text{ kg.}$$

Tabel 7-5

Tingkat ke:	h_{01} , kkal/kg	c_1 , m/det.	w_1 , m/det.	h_{02} , kkal/kg	h_{02} , m/detik	c_2 , m/detik	α_1/β_2 , derajat	β_1 dihitung derajat	β_1 diandaikan derajat	α_2 dihitung derajat	α_2 diandaikan derajat	h_{g1} , kkal/kg	h_{g1} , kkal/kg	h_{g2} , kkal/kg	h_{g2} , kkal/kg	h_{g3} , kkal/kg	h_{g3} , kkal/kg	h_{g4} , kkal/kg	h_{g4} , kkal/kg	t , ° atau %	$h_{kebasahan}$, kkal/kg	h_f , kkal/kg	N_s , kW		
1	64,5	698,5	555	0,0	455	320	$20^\circ/22^\circ/20'$	$25^\circ/20'$		34°		6,68	13,10	2,62	1,25	38,51	313	0,00	38,580	1,196					
1		272	160	0,0	141	135	$29^\circ/50'/55''/10'$	$58^\circ/10'$		$116^\circ/30'$		2,90	0,44												
2	2,65	137,0	55,5	2,21	135	52,5	$20^\circ/20'$	$57^\circ/30'$		$58^\circ/57^\circ/30'$		0,408	0,397	0,330	0,335	3,400	306	0,00	3,400	106		0,00	3,400	106	
3	2,19	133,7	53,0	2,15	132,7	51,0	$20^\circ/20'$	$59^\circ/30'/60''$		62°		0,388	0,383	0,310	0,276	3,313	299	0,00	3,313	103		0,00	3,313	103	
4	2,12	131,0	51,0	2,08	130,0	51,0	$20^\circ/20'$	$60^\circ/30'/60''$		$62^\circ/30'/62''$		0,314	0,368	0,310	0,249	3,209	292	0,00	3,209	100		0,00	3,209	100	
5	2,04	129,0	50,0	2,02	128,0	49,5	$20^\circ/20'$	62°		65°		0,362	0,357	0,293	0,225	3,137	286	0,00	3,137	98		0,00	3,137	98	
6	1,98	127,0	48,0	1,98	126,5	47,5	$20^\circ/20'$	$65^\circ/30'/65''$		66°		0,350	0,347	0,269	0,206	3,081	279	0,00	3,081	96		0,00	3,081	96	
7	1,97	126,0	47,5	1,97	126,0	47,5	$20^\circ/20'$	66°		$67^\circ/30'/66''$		0,345	0,345	0,269	0,194	3,056	273	0,00	3,056	95		0,00	3,056	95	
8	1,97	126,0	47,5	1,97	126,0	47,5	$20^\circ/20'$	$66^\circ/30'/66''$		66°		0,345	0,345	0,263	0,183	3,073	268	0,00	3,073	95		0,00	3,073	95	
9	2,00	126,5	48,0	2,00	127,0	48,0	$20^\circ/20'$	$66^\circ/30'/66''$		66°		0,349	0,351	0,275	0,176	3,112	262	0,00	3,112	97		0,00	3,112	97	
10	2,02	127,5	48,0	2,03	128,0	48,5	$20^\circ/20'$	66°		66°		0,354	0,355	0,281	0,170	3,165	225	0,00	3,165	98		0,00	3,165	98	
11	2,04	128,5	49,0	2,11	130,0	50,0	$20^\circ/20'$	66°		$64^\circ/30'/65''$		0,357	0,369	0,298	0,166	3,241	248	0,00	3,241	101		0,00	3,241	101	
12	2,12	131,0	50,0	2,15	132,0	51,0	$20^\circ/20'$	$63^\circ/62''$		$63^\circ/62''$		0,373	0,378	0,310	0,163	3,344	241	0,00	3,344	104		0,00	3,344	104	
13	2,23	134,0	51,5	2,27	135,5	53,5	$20^\circ/20'$	$61^\circ/60''$		$60^\circ/30'/60''$		0,391	0,397	0,341	0,165	3,510	234	0,00	3,510	109		0,00	3,510	109	
14	2,31	137,0	55,0	2,36	139,0	56,0	$20^\circ/20'$	60°		60°		0,408	0,419	0,374	0,164	3,646	226	0,00	3,646	113		0,00	3,646	113	
15	2,42	141,0	57,0	2,54	144,0	58,5	$20^\circ/20'$	$57^\circ/30'$		$57^\circ/30'$		0,430	0,451	0,409	0,167	3,877	217	0,00	3,877	120		0,00	3,877	120	
16	2,60	146,5	61,5	2,70	149,5	63,0	$20^\circ/20'$	$55^\circ/54''$		$53^\circ/30'/54''$		0,464	0,485	0,474	0,172	4,114	208	0,00	4,114	126		0,00	4,114	126	
17	4,04	169,3	65,0	3,61	170,7	65,5	$20^\circ/20'$	65°		65°		0,623	0,633	0,512	0,329	5,553	195	0,00	5,553	172		0,00	5,553	172	
18	3,75	173,5	68,0	3,80	175,5	68,0	$20^\circ/20'$	62°		$63^\circ/62''$		0,656	0,670	0,551	0,295	5,890	183	0,00	5,890	183		0,00	5,890	183	
19	4,00	179,5	70,5	4,20	185,0	75,0	$20^\circ/20'$	$59^\circ/30'/60''$		$57^\circ/30'$		0,702	0,739	0,671	0,294	6,349	168	0,00	6,349	197		0,00	6,349	197	
20	4,60	193,0	81,5	4,95	202,0	87,5	$20^\circ/20'$	$54^\circ/53''$		$51^\circ/30'/53''$		0,811	0,885	0,914	0,316	7,295	152	0,00	7,295	246		0,00	7,295	246	
21	4,30	192,5	84,0	5,00	203,5	92,0	$22^\circ/22''$	$58^\circ/56^\circ/30'$		$65^\circ/56^\circ/30'$		0,803	0,900	1,010	0,286	7,215	136	0,00	7,215	224		0,00	7,215	224	
22	5,15	208,5	95,5	5,50	215,5	103	$22^\circ/22''$	$53^\circ/30'/52''$		$51^\circ/52''$		0,949	1,014	1,270	0,296	8,131	118	0,00	8,131	252		0,00	8,131	252	
23	6,00	227,0	112,0	7,00	245,0	127,0	$22^\circ/22''$	$49^\circ/47''$		$44^\circ/30'/47''$		1,120	1,310	1,925	0,320	9,595	96	0,00	9,595	298		0,00	9,595	298	
24	5,70	232,5	119,0	8,20	265,0	151,0	$25^\circ/25''$	$54^\circ/30'$		$47^\circ/30'$		1,175	1,524	2,72	0,307	10,099	99,0	0,055	10,044	312		0,055	10,044	312	
25	9,83	264,0	85,5	10,17	280,0	95,0	$18^\circ/20''$	70°		$64^\circ/30'/65''$		1,514	1,700	1,077	0,382	15,327	97,1	0,306	15,021	466		0,306	15,021	466	
26	10,00	280,0	109,0	8,50	265,5	107,0	$22^\circ/24''$	$71^\circ/30'$		$78^\circ/30'$		1,705	1,528	1,365	0,277	14,702	95,3	0,558	14,144	440		0,558	14,144	440	
27	9,50	278,0	117,0	10,80	297,0	136,0	$25^\circ/27''$	80°		83°		1,670	1,915	2,210	0,225	15,615	93,4	0,855	14,790	460		0,855	14,790	460	
28	11,20	308,0	161,0	12,90	336,5	204,0	$32^\circ/37'/40''$	$80^\circ/30'$				2,065	2,465	4,97	0,212	16,598	91,2	1,280	15,318	476		1,280	15,318	476	

$$H_f = \sum H_f = 208,927$$

Tabel 7-6

Kelepak	Istilah	d_d , cm	d_d' , cm	$\frac{\pi}{4} (d_d'^2 - d_d^2)$, cm ²	$P_{kelepak}$, kg/cm ²	$= \Delta R_{kelepak} = \frac{\pi}{4} (d_d'^2 - d_d^2)$
						$P_{kelepak}$ kg
Permukaan lateral pada ujung depan		0,0	24	452	1,0	+452
1		24	d_{pp}	$0,785 d_{pp}^2 - 452$	1,2*	$+0,941 d_{pp}^2 - 542$
2		d_{pp}^*	59,8	$2.800 - 0,785 d_{pp}^2$	10	$+28.000 - 7,85 d_{pp}^2$
3		59,8	79,8	2.200	2,78	+6.110
4		79,8	132,8	8.830	0,76	+6.710
5		132,8	24	13.350	0,05	-668
Permukaan lateral pada ujung belakang		24	0,0	152	1,0	-452
$R_{kelepak} = +39.600 - 6,909 d_{pp}^2$						

*Tekanan uap pada ruang piston pengimbang dianggap sama dengan tekanan uap yang disuplai ke perapat-perapat labirin.

** d_{pp} - diameter piston pengimbang.

Tabel 7-7

Tingkat ke:	d , cm	d_0 , cm	$\frac{\pi}{4} (d^2 - d_0^2)$, cm ²	$\Delta p = p_1' - p_2$, kg/cm ²	$\Delta R_{reaksi} = \frac{\pi}{4} \times (d^2 - d_0^2) \times \Delta p$, kg	$c_{1\alpha}$, m/det	$c_{2\alpha}$, m/det	$\Delta R_m = \frac{G}{g} (c_{1\alpha} - c_{2\alpha})$, kg
2	65,2	59,8	534	0,35	+187	46,5	45,0	+ 1,13
3	65,6	59,8	581	0,35	+203	46,5	45,0	+ 1,13
4	66,0	59,8	613	0,27	+165	45,0	45,0	0,0
5	66,4	59,8	660	0,25	+165	45,0	45,0	0,0
6	66,8	59,8	700	0,24	+168	43,5	42,0	+ 1,13
7	67,2	59,8	739	0,20	+148	43,5	42,5	+ 0,76
8	67,6	59,8	777	0,21	+163	42,0	42,0	0,0
9	68,0	59,8	819	0,20	+164	44,0	44,0	0,0
10	68,4	59,8	865	0,22	+190	44,0	44,0	0,0
11	68,8	59,8	904	0,20	+181	45,0	45,0	0,0
12	69,2	59,8	962	0,18	+173	45,0	45,0	0,0
13	69,6	59,8	998	0,17	+170	46,5	48,0	- 1,13
14	70,0	59,8	1.052	0,15	+158	48,0	48,0	0,0
15	70,4	59,8	1.092	0,17	+186	48,0	49,0	- 0,76
16	70,8	59,8	1.130	0,17	+192	51,0	51,0	0,0
17	88,4	79,8	1.140	0,19	+217	59,0	59,0	0,0
18	89,2	79,8	1.257	0,18	+226	60,0	60,0	0,0
19	99,0	79,8	1.377	0,17	+234	61,5	63,0	- 1,13
20	90,8	79,8	1.470	0,18	+265	66,0	69,0	- 2,27
21	91,6	79,8	1.595	0,16	+255	72,0	75,0	- 2,27
22	93,2	79,8	1.882	0,14	+264	78,0	81,0	- 2,27
23	94,8	79,8	2.060	0,14	+288	85,5	90,0	- 3,40
24	96,4	79,8	2.300	0,125	+288	97,0	112	-11,30
25	153,0	132,8	4.480	0,104	+466	81,0	85,5	- 3,40
26	160,0	132,8	6.200	0,095	+588	103	106	- 2,27
27	168,0	132,8	8.300	0,037	+307	115	134	-14,37
28	177,0	132,8	10.730	0,025	+268	160	202	-31,80
$R_{reaksi} = +6.279$ kg							$R_m = -72$ kg	

Dengan mensubstitusikan nilai di atas ke dalam Persamaan (7-50), kita peroleh

$$+ 39.600 + 6.279 - 72 - 3.000 = 6,909 d_{dp}^2$$

$$\text{atau } 6,909 d_{dp}^2 = 42.800 \text{ kg.}$$

$$\text{dari mana } d_{dp} = \sqrt{\frac{42.800}{6,909}} = \sqrt{6.180} =$$

$$= 78,8 \text{ cm} = 788 \text{ mm.}$$

Contoh 7-1. Carilah kapasitas optimum untuk turbin kondensasi tanpa ekstraksi untuk kondisi yang diberikan berikut ini: $p_0 = 29$ ata; $t_0 = 400^\circ\text{C}$; $p_2 = 0,04$ ata dan $n = 3.000$ rpm. Aliran uap pada tingkat-tingkat tekanan rendah tidak dibuat bercabang.

Kita andaikan

$$\omega = 315 \text{ m/det.}, \quad \zeta_e = 0,03; \quad \phi = 3; \quad \eta_{st} = 0,8; \quad \eta_m = 0,99; \quad \eta_g = 0,96$$

Dari diagram $t-s$ kita peroleh

$$H_0 = 273 \text{ kkal/kg dan } v_2 = 33,2 \text{ m}^3/\text{kg.}$$

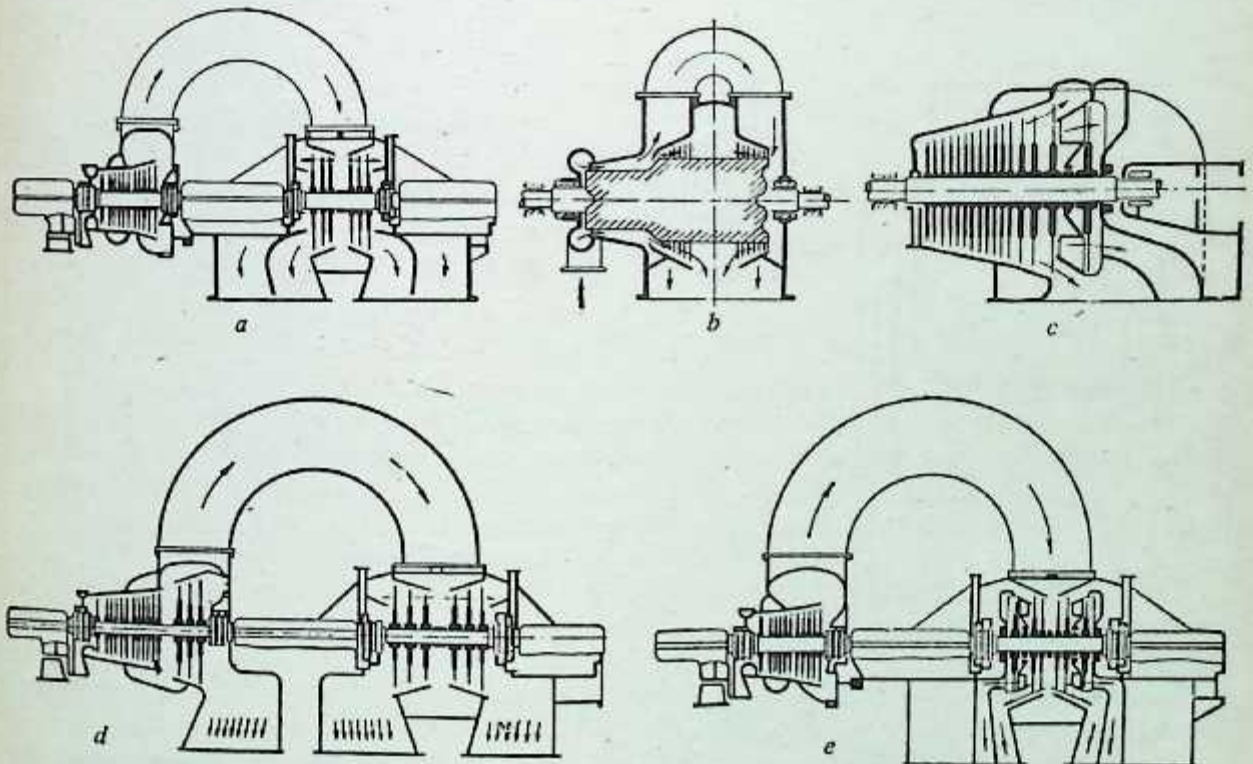
Dengan demikian efisiensi optimum turbin tersebut akan menjadi

$$N_{e \text{ opt}} = \frac{439.000 \times 315^2 \times \sqrt{0,03 \times 273 \times 273 \times 0,8 \times}}{3,0 \times 3.000^2 \times 33,2} \times 0,99 \times 0,96 \approx 28.800 \text{ kW.}$$

Di Uni Soviet turbin uap silinder tunggal telah dibuat sampai kapasitas 50.000 kW pada kecepatan 3.000 rpm. Kapasitas yang demikian besar itu dapat dicapai hanya dengan tekanan dan temperatur awal uap yang tinggi bersama dengan pengekstraksian uap dari tingkat-tingkat menengah turbin untuk pemanasan air pengisian ketel. Kecepatan keliling pada diameter rata-rata turbin itu adalah 314 m/detik ((diameter $d_z = 2$ meter) dengan sedikit penambahan pada kerugian-kerugian kecepatan keluar $\zeta_e H_0$ untuk tingkat akhir.

Turbin uap kondensasi silinder tunggal dengan kapasitas yang besarnya 50.000 kW pada 1.500 rpm (yang dibuat oleh Kh.T.W.) (Gambar 10-5) adalah salah satu contoh turbin kapasitas optimum. Di sini perbandingan diameter/tinggi-sudu $\phi = 3,67$. Penjelasan terinci tentang turbin ini diberikan pada Bab Sepuluh.

Jika kapasitas turbin hendak diperbesar melampaui nilai optimumnya, maka dipakai salah satu metode yang ditunjukkan pada Gambar 7-19. Dalam hal metode yang ditunjukkan pada Gambar 7-19c, 30 sampai 40% dari aliran uap langsung dialirkan ke kondenser melalui pipa-buang melingkar luar. Jadi paruhan-atas sudu-sudu mengalami penurunan tekanan langsung ke tekanan kondenser. Sisa uap mengalir melalui paruhan-bawah sudu-sudu di mana uap tersebut hanya mengalami ekspansi parsial karena sebagian besar penurunan kalor terjadi pada tingkat akhir turbin tersebut. Penurunan kalor yang berbeda yang dibutuhkan untuk hal yang disebutkan di atas baik pada nosel maupun pada sudu gerak didapatkan dengan jalan mendesain paruhan-atas dan paruhan-bawah sudu-sudu tersebut dengan profil sudu yang berbeda.



Gambar 7-19. Metode pencabangan uap pada tingkat-tingkat tekanan-rendah turbin kondensasi kapasitas besar.

Pada praktek turbin uap kapasitas besar yang sekarang ini, tetap dibuat dengan ekstraksi dari tingkat-tingkat menengah untuk pemanasan air pengisian ketel yang jumlahnya dapat mencapai 30 sampai 35% dari uap total yang dialirkan ke turbin, yang dengan demikian akan mengurangi aliran uap ke kondenser, yang selanjutnya akan memperbesar kapasitas optimum turbin.

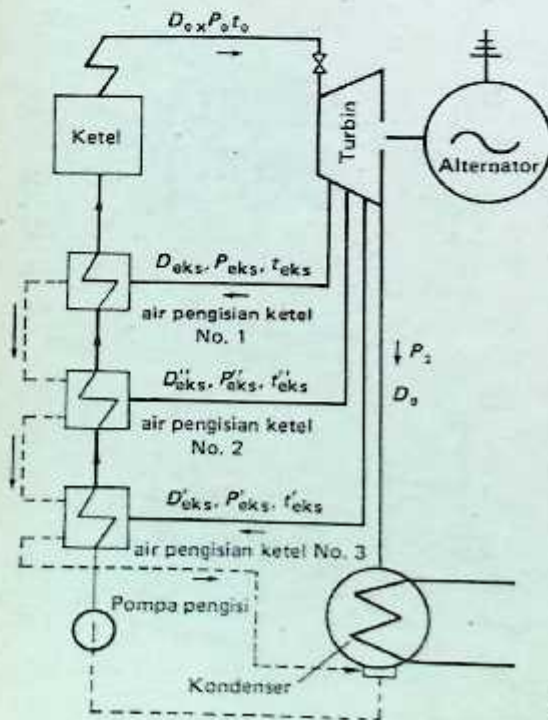
7.17. TURBIN DENGAN EKSTRAKSI UNTUK REGENERASI

Pada praktek turbin uap tekanan awal yang tinggi akhir-akhir ini, biasa dibuat dengan ekstraksi (dan 5 sampai 7) dari tingkat-tingkat menengahnya. Untuk turbin dengan parameter kritis lanjut (superkritis) jumlah ekstraksi dapat mencapai sebanyak 8 sampai 9. Uap yang dicerai dari tingkat-tingkat menengahnya biasanya dimanfaatkan pada pemanas air pengisian ketel di mana uap tersebut berkondensasi yang memberikan kalor latennya kepada air pengisian ketel. Untuk turbin uap tekanan menengah jumlah ekstraksi dibatasi hanya 2 sampai 4. Marilah kita perhatikan prinsip kerja turbin dengan tiga ekstraksi (Gambar 7-20).

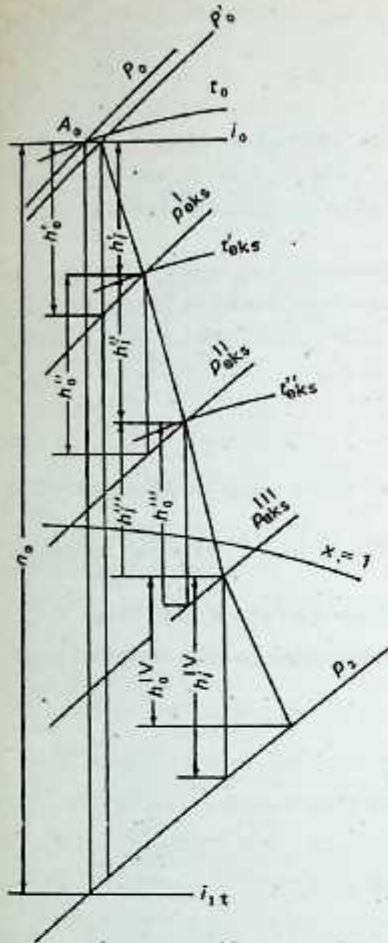
Uap diekstraksi dalam jumlah D_{eks}^I , D_{eks}^{II} dan D_{eks}^{III} dari ketiga titik 1, 2 dan 3 dan dialirkan ke ketiga pemanas air pengisian ketel 1, 2 dan 3. Jadi massa uap akan berbeda-beda untuk setiap tingkat. Sampai ke titik ekstraksi pertama, massa-alir uap akan sebesar D_0 , dari titik pertama ke titik yang kedua massa-alir akan sama dengan $D_0 - D_{eks}^I$, dari titik ekstraksi kedua dan ketiga $D_0 - D_{eks}^I - D_{eks}^{II}$ dan akhirnya dari titik ekstraksi ketiga ke arah kondenser, massa-alir akan menjadi $D_0 - D_{eks}^I - D_{eks}^{II} - D_{eks}^{III}$. Perbedaan pada massa alir ini harus diperhatikan sewaktu mendesain berbagai tingkat turbin. Kapasitas turbin yang mempunyai sistem ekstraksi yang ditunjukkan pada Gambar 7-20 akan dinyatakan oleh persamaan

$$N_e = \frac{[D_0 h_0^I \eta_{of}^I + (D_0 - D_{eks}^I) h_0^{II} \eta_{of}^{II} + (D_0 - D_{eks}^I - D_{eks}^{II}) \times h_0^{III} \eta_{of}^{III} + (D_0 - D_{eks}^I - D_{eks}^{II} - D_{eks}^{III}) h_0^{IV} \eta_{of}^{IV}] \eta_m \eta_g}{860} \quad (7-58)$$

di mana $h_0^I, h_0^{II}, h_0^{III}$ dan h_0^{IV} – penurunan kalor teoretis antara titik-titik ekstraksi (Gambar 7-21).
 $\eta_{of}^I, \eta_{of}^{II}, \eta_{of}^{III}, \eta_{of}^{IV}$ – efisiensi-dalam relatif untuk bagian turbin yang berada di antara titik ekstraksi.



Gambar 7-20. Susunan diagram pemanasan air pengisian ketel regeneratif dengan ekstraksi.



Gambar 7-21. Diagram *i-s* untuk turbin dengan tiga ekstraksi.

Kapasitas dapat juga dinyatakan seperti

$$N_e = \frac{D_0 [h_0^I \eta_{of}^I + (1 - \alpha_1) h_0^{II} \eta_{of}^{II} + (1 - \alpha_1 - \alpha_2) h_0^{III} \eta_{of}^{III} + (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3) h_0^{IV} \eta_{of}^{IV}] \eta_m \eta_g}{860}$$

di mana $\alpha_1 = D_{eks}^I / D_0$; $\alpha_2 = D_{eks}^{II} / D_0$; $\alpha_3 = D_{eks}^{III} / D_0$.

Sewaktu mendesain turbin dengan ekstraksi, nilai-nilai α_1 , α_2 dan α_3 dan tekanan-tekanan ekstraksi p_{eks}^I , p_{eks}^{II} dan p_{eks}^{III} diambil dari perhitungan desain pendahuluan untuk susunan regenerasi.

Sesudah diperoleh distribusi penurunan kalor yang memuaskan pada berbagai tingkat turbin, nilai-nilai yang diandaikan untuk α_1 , α_2 dan α_3 demikian juga p_{eks}^I , p_{eks}^{II} dan p_{eks}^{III} dibuat lebih tepat.

Dengan nilai-nilai α_1 , α_2 dan α_3 demikian juga dengan p_{eks}^I , p_{eks}^{II} dan p_{eks}^{III} yang dipilih, kapasitas N_e yang ditentukan, massa alir uap ditentukan

$$D_0 = \frac{860 N_e}{[h_0^I \eta_{of}^I + (1 - \alpha_1) h_0^{II} \eta_{of}^{II} + (1 - \alpha_1 - \alpha_2) h_0^{III} \eta_{of}^{III} + (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3) h_0^{IV} \eta_{of}^{IV}] \eta_m \eta_g}$$

Nilai-nilai η_{of}^I , η_{of}^{II} , η_{of}^{III} dan η_{of}^{IV} diandaikan secukupnya dan nilai-nilai untuk η_m dan η_g diambil dari grafik (Gambar 5-8 dan 5-11).

7.18. PROSEDUR PENDESAINAN TURBIN DENGAN EKSTRAKSI

a) Proses Penurunan Kalor pada Diagram $i-s$

Untuk kondisi uap segar dan uap buang yang diketahui, proses penurunan kalor teoretis ditunjukkan pada diagram $i-s$ seperti yang ditunjukkan pada Gambar 7-22, yang ternyata bahwa $H_i = H_1 \eta_{rel}$ di mana η_{rel} sesuai dengan efisiensi yang dapat dicapai untuk turbin jenis itu atau dari hubungan $\eta_{rel} = \eta_{rel} / \eta_m$.

Dari temperatur air pengisian ketel t_{apk} , jumlah ekstraksi dan temperatur kondenser, ditentukan tekanan-tekanan ekstraksi. Guna menyederhanakan perhitungan, kita akan mengandaikan bahwa air pengisian ketel dipanaskan dalam derajat yang sama pada semua pemanas air pengisian ketel. Pada masing-masingnya, kenaikan temperatur air pengisian ketel dapat diperoleh sebagai

$$\Delta t = \frac{t_{apk} - t_{kon}}{z}$$

di mana t_{apk} — temperatur air pengisian ketel; nilainya diketahui dari perhitungan desain thermal untuk turbin tersebut;

t_{kon} — temperatur kondensat, yang dapat diandaikan 1 sampai 2° lebih rendah dari temperatur jenuh uap buang;

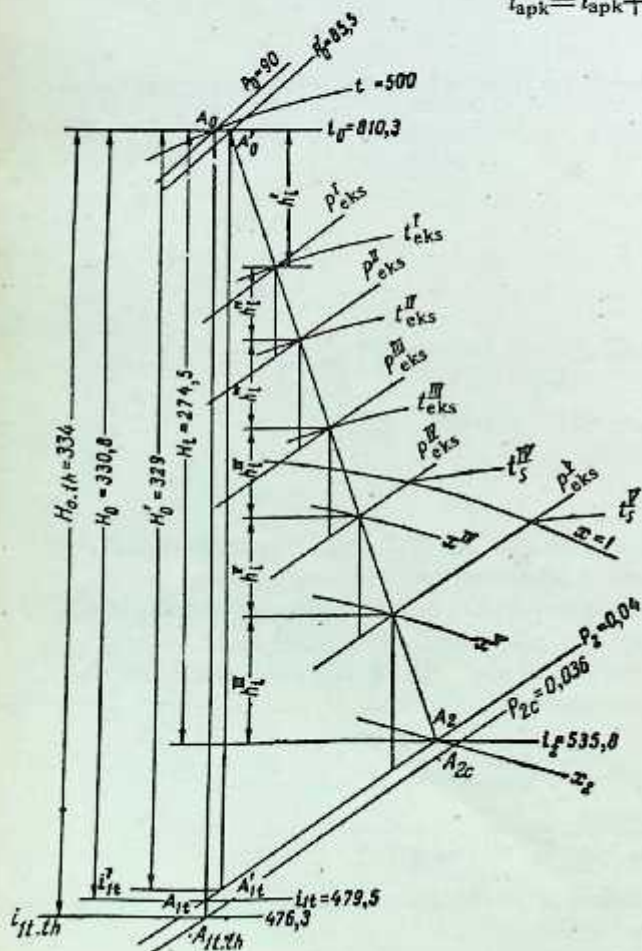
z — jumlah ekstraksi (untuk hal yang diperhatikan ini, jumlahnya sama dengan lima).

Temperatur air pengisian ketel sesudah melewati pemanas dengan demikian, setelah melewati pemanas air pengisian ketel tekanan rendah No. 1, akan sama dengan

$$t_{apk}^I = t_{kon} + \Delta t;$$

setelah melewati pemanas air pengisian ketel tekanan rendah No. 2

$$t_{apk}^{II} = t_{apk}^I + \Delta t;$$



Gambar 7-22. Penurunan kalor teoretis untuk turbin dengan lima ekstraksi.

setelah melewati pemanas air pengisian ketel tekanan rendah No. 3

$$t_{\text{apk}}^{\text{III}} = t_{\text{apk}}^{\text{II}} + \Delta t;$$

setelah melewati pemanas air pengisian ketel tekanan tinggi No. 4

$$t_{\text{apk}}^{\text{IV}} = t_{\text{apk}}^{\text{III}} + \Delta t;$$

setelah melewati pemanas air pengisian ketel tekanan tinggi No. 5

$$t_{\text{apk}}^{\text{V}} = t_{\text{apk}}^{\text{IV}} + \Delta t.$$

Temperatur jenuh uap pemanas pada pemanas-pemanas air pengisian ketel diperoleh dari persamaan-persamaan berikut

pada pemanas No. 1 $t_s^{\text{V}} = t_{\text{apk}}^{\text{I}} + \delta t;$

pada pemanas No. 2 $t_s^{\text{IV}} = t_{\text{apk}}^{\text{II}} + \delta t;$

pada pemanas No. 3 $t_s^{\text{III}} = t_{\text{apk}}^{\text{III}} + \delta t;$

pada pemanas No. 4 $t_s^{\text{II}} = t_{\text{apk}}^{\text{IV}} + \delta t;$

pada pemanas No. 5 $t_s^{\text{I}} = t_{\text{apk}}^{\text{I}} + \delta t.$

di mana δt — perbedaan temperatur antara temperatur jenuh uap pemanas air pengisian ketel dan temperatur air pengisian ketel pada sisi keluar dari pemanas air ketel, yang biasanya diambil 5 sampai 7°.

Tekanan uap pada titik-titik ekstraksi ditentukan dari tabel standar untuk uap jenuh yang berseuaian dengan temperatur jenuh yang terdapat pada pemanas air pengisian ketel yang dimaksudkan:

tekanan pada ekstraksi yang pertama $p_{\text{eks}}^{\text{I}};$

tekanan pada ekstraksi yang kedua $p_{\text{eks}}^{\text{II}};$

tekanan pada ekstraksi yang ketiga $p_{\text{eks}}^{\text{III}};$

tekanan pada ekstraksi yang keempat $p_{\text{eks}}^{\text{IV}};$

tekanan pada ekstraksi yang kelima $p_{\text{eks}}^{\text{V}}.$

Tekanan-tekanan ini ditunjukkan pada diagram $t-s$ (Gambar 7-22).

b) Susunan Umum Instalasi Turbin untuk Sistem Pemanasan Air Pengisian Ketel Regeneratif

Susunan umum untuk sistem pemanasan air pengisian ketel regeneratif untuk instalasi turbin uap ditunjukkan pada Gambar 7-23; berbagai parameter yang terkait ditabelkan seperti yang ditunjukkan pada Tabel 7-8. Dari persamaan neraca kalor untuk air pengisian ketel, jumlah uap yang dicerat ditentukan untuk setiap titik ekstraksi sebagai fraksi α massa alir total D_0 , yang besarnya

1) dari titik ekstraksi yang pertama

$$\alpha_1 = \frac{\bar{t}_{\text{apk}} - \bar{t}_{\text{apk}}^{\text{IV}}}{(t_{\text{eks}}^{\text{I}} - \bar{t}_s^{\text{I}}) \eta_s}; \quad (7-60)$$

2) dari titik ekstraksi yang kedua

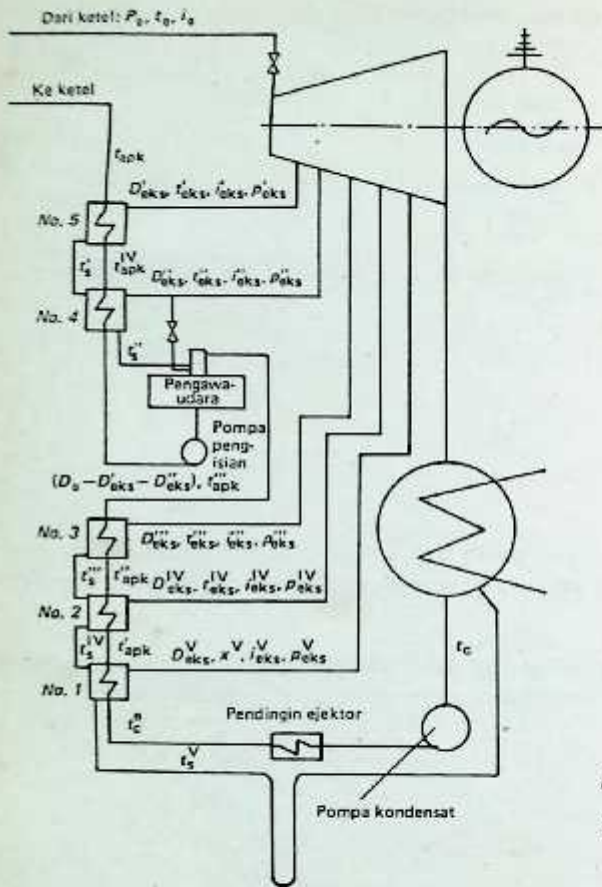
$$\alpha_2 = \frac{\left(\frac{1}{\eta_4} \bar{t}_{\text{apk}}^{\text{IV}} - \bar{t}_{\text{apk}}^{\text{III}} \right) - \alpha_1 (\bar{t}_s^{\text{I}} - \bar{t}_{\text{apk}}^{\text{III}})}{t_{\text{eks}}^{\text{II}} - \bar{t}_{\text{apk}}^{\text{III}}}. \quad (7-61)$$

Fraksi uap yang diekstraksi, yang mengalir ke pemanas air pengisian ketel No. 4 dan pengawa-udara (deerator), dievaluasi di sini:

3) dari titik ekstraksi yang ketiga

$$\alpha_3 = \frac{(1 - \alpha_1 - \alpha_2) (\bar{t}_{\text{apk}}^{\text{III}} - \bar{t}_{\text{apk}}^{\text{II}})}{(t_{\text{eks}}^{\text{III}} - \bar{t}_s^{\text{III}}) \eta_s}. \quad (7-62)$$

*Persamaan-persamaan (7-60) sampai (7-62) diberikan di sini dalam bentuk akhirnya.



Gambar 7-23. Susunan umum turbin regeneratif pemanas air pengisian ketel VK-50.

Tabel 7-2

Isitilah	Sebelum turbin	Ekstraksi pertama.	Ekstraksi kedua	Ekstraksi ketiga	Ekstraksi keempat	Ekstraksi kelima	Kondensat
Tekanan uap, atau Temperatur uap atau kebasahan (t_0 atau $100 - x$ °C atau %)	p_0	p_{eks}^I	p_{eks}^{II}	p_{eks}^{III}	p_{eks}^{IV}	p_{eks}^V	p_1
Kandungan kalor uap i , kkal/kg.	t_0	i_{eks}^I	i_{eks}^{II}	i_{eks}^{III}	$100 - x^{IV}$	$100 - x^V$	$100 - x_2$
Temperatur jenuh t_f , °C	i_0	i_{eks}^I	i_{eks}^{II}	i_{eks}^{III}	i_{eks}^{IV}	i_{eks}^V	i_2
Kandungan kalor kondensat i_{kon} kkal/kg	t_s	i_s^I	i_s^{II}	i_s^{III}	i_s^{IV}	i_s^V	i_s^{kon}
Temperatur air pengisian ketel sesudah pemanas (t_{apk}), °C	i_{kon}	i_s^I	i_s^{II}	i_s^{III}	i_s^{IV}	i_s^V	i_s^{kon}
Kandungan kalor air pengisian ketel sesudah pemanas (t_{apk}), kkal/kg.	-	t_{apk}	t_{apk}^{IV}	t_{apk}^{III}	t_{apk}^{II}	t_{apk}^I	t_{kon}
	-	\bar{T}_{apk}	\bar{T}_{apk}^{IV}	\bar{T}_{apk}^{III}	\bar{T}_{apk}^{II}	\bar{T}_{apk}^I	\bar{T}_{kon}

4) dari titik ekstraksi yang keempat

$$\alpha_4 = \frac{(1 - \alpha_1 - \alpha_2) (\bar{i}_{apk}^{II} - \bar{i}_{apk}^I) - \alpha_2 (\bar{i}_s^{III} - \bar{i}_s^{IV}) \eta_2}{(i_{eks}^{IV} - \bar{i}_s^{IV}) \eta_2} \tag{7-63}$$

5) dari titik ekstraksi yang kelima

$$\alpha_5 = \frac{(1 - \alpha_1 - \alpha_2) (\bar{i}_{iw}^I - \bar{i}_{kon}) - (\alpha_2 + \alpha_4) (\bar{i}_s^{IV} - \bar{i}_s^V) \eta_1}{(i_{eks}^V - \bar{i}_s^V) \eta_1} \tag{7-64}$$

*Persamaan (7-63) dan (7-64) diberikan di sini dalam bentuk akhirnya.

di mana $\eta_1, \eta_2, \eta_3, \eta_4$ dan η_5 — efisiensi pemanas air pengisian ketel yang diakibatkan oleh kehilangan kalor ke medium di sekitarnya.

c) Jumlah Uap yang Mengalir Melalui Turbin dan Ekstraksi

Jumlah uap segar yang mengalir melalui turbin ditentukan dari persamaan berikut

$$D_0 = \frac{860 N_e}{\frac{h_i^I + (1 + \alpha_1) h_i^{II} + (1 - \alpha_1 - \alpha_2) h_i^{III} -}{-(1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3) h_i^{IV} + (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_4) h_i^V +} + \frac{1}{\alpha_1 + (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_4 - \alpha_5) h_i^{VI}}] \eta_m \eta_g}, \quad (7-65)$$

di mana $h_i^I, h_i^{II}, h_i^{III}, h_i^{IV}, h_i^V$ dan h_i^{VI} — penurunan kalor yang dimanfaatkan pada turbin antara titik-titik ekstraksi (Gambar 7-22).

Jumlah uap yang dicerat dari setiap titik ekstraksi sama dengan

$$D_{\text{eks}}^I = \alpha_1 D_0 \text{ — dari titik ekstraksi yang pertama;}$$

$$D_{\text{eks}}^{II} = \alpha_2 D_0 \text{ — dari titik ekstraksi yang kedua;}$$

$$D_{\text{eks}}^{III} = \alpha_3 D_0 \text{ — dari titik ekstraksi yang ketiga;}$$

$$D_{\text{eks}}^{IV} = \alpha_4 D_0 \text{ — dari titik ekstraksi yang keempat;}$$

$$D_{\text{eks}}^V = \alpha_5 D_0 \text{ — dari titik ekstraksi yang kelima.}$$

Jumlah uap yang mengalir melalui turbin antara berbagai titik ekstraksi dengan demikian adalah D_0 — massa alir melalui ruang pertama sampai ke titik ekstraksi yang pertama;

$$D_1 = D_0 - D_{\text{eks}}^I \text{ antara titik ekstraksi yang pertama dan yang kedua;}$$

$$D_2 = D_0 - D_{\text{eks}}^I - D_{\text{eks}}^{II} \text{ antara titik ekstraksi yang kedua dan yang ketiga;}$$

$$D_3 = D_0 - D_{\text{eks}}^I - D_{\text{eks}}^{II} - D_{\text{eks}}^{III} \text{ antara titik ekstraksi yang ketiga dan yang keempat;}$$

$$D_4 = D_0 - D_{\text{eks}}^I - D_{\text{eks}}^{II} - D_{\text{eks}}^{III} - D_{\text{eks}}^{IV} \text{ antara titik ekstraksi yang keempat dan yang kelima;}$$

$$D_5 = D_0 - D_{\text{eks}}^I - D_{\text{eks}}^{II} - D_{\text{eks}}^{III} - D_{\text{eks}}^{IV} - D_{\text{eks}}^V \text{ sesudah titik ekstraksi yang kelima.}$$

d) Distribusi Penurunan Kalor untuk Turbin dengan Ekstraksi

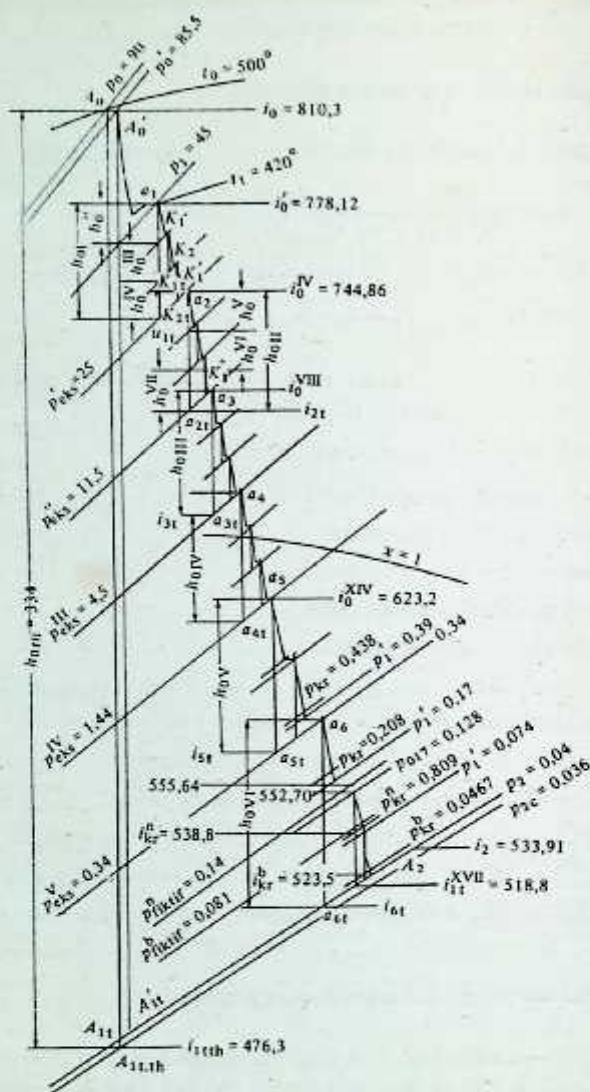
Distribusi penurunan kalor pendahuluan untuk turbin dengan ekstraksi dilakukan persis sama dengan cara yang telah dilakukan untuk turbin tanpa ekstraksi, dengan kata lain, perhitungan pendahuluan dilakukan untuk desain termal tingkat pertama, kedua dan terakhir turbin. Perhitungan tingkat pengaturan dan kedua dilaksanakan menurut Persamaan (7-26), yang baik untuk penurunan kalor h_0 atau diameter diandaikan, perbandingan u/c_1 yang mempunyai nilai optimum untuk kedua hal. Ukuran-ukuran tingkat akhir turbin ditentukan menurut Persamaan (7-30). Untuk turbin dengan kapasitas yang besar, perbandingan d/l diambil dalam batas-batas 2,7 sampai 3 dan tekanan mutlak setelah sudu-sudu gerak tingkat yang terakhir diambil dalam batas-batas 0,03 sampai 0,035 ata.

Desain terinci tingkat-pengatur dilaksanakan sesudah mendapatkan hasil-hasil yang memuaskan dari desain pendahuluan. Kerugian kalor dilukiskan pada diagram seperti yang ditunjukkan pada Gambar 7-24 dan kondisi uap persis sebelum nosel tingkat kedua, titik a_1 dan penurunan kalor teoretis h_{01} (dari titik a_1 sampai a_{1r}) ditentukan.

Penurunan kalor teoretis pada tingkat kedua diperoleh dari hubungan berikut

$$h_0^{II} = \frac{u^2}{8.378 \varphi^2 x^2}.$$

Dengan membandingkan besar penurunan kalor h_0^{II} dan h_{01} , ditentukan jumlah tingkat yang dapat ditempatkan/dibuat hingga ke titik ekstraksi yang pertama. Tergantung pada kondisi uap segar, jenis turbin, dan jumlah ekstraksi untuk pemanasan air pengisian ketel regeneratif, jumlah tingkat hingga ke titik ekstraksi yang pertama dapat bervariasi dari dua-tiga sampai lima-enam. Untuk kelompok tingkat yang pertama hingga ke ekstraksi yang pertama, penurunan kalor pada setiap tingkat dapat diambil sama



Gambar 7-24. Diagram $i-s$ untuk turbin impuls dengan pemanasan air pengisian ketel regeneratif VK-50.

besarnya atau sedikit bertambah untuk tingkat-tingkat yang berikutnya. Setelah mendapatkan angka yang memuaskan untuk jumlah tingkat hingga ke titik ekstraksi yang pertama bersama-sama dengan penurunan kalor pada setiap tingkat, tekanan sesudah tingkat kedua, ketiga dan keempat, yakni p_2^{II} , p_2^{III} dan $p_{\text{eks}}^{\text{I}}$ dievaluasi berdasarkan adiabatik a_1, a_{1r} (Gambar 7-24).

Perhitungan-perhitungan terinci untuk seluruh tingkat kelompok pertama sampai pada pemerataan pertama kemudian dilaksanakan (dalam hal turbin yang diperhatikan sekarang ini, tiga tingkat) dan sebagai kerugian kalor dilukiskan pada diagram $i-s$. Hasil-hasil perhitungan tingkat kedua memungkinkan untuk mendapatkan kondisi-kondisi uap segar sebelum nosel tingkat ketiga (titik k_1), dan sama halnya dari perhitungan kalor tingkat kedua, kondisi uap setelah tingkat ketiga dapat dicari (titik k_2) dan seterusnya.

Khusus untuk turbin yang diperhatikan ini penurunan kalor teoretis pada tingkat kedua adalah h_0^{II} dan yang untuk tingkat ketiga dan keempat diberikan oleh perpotongan k_1, k_{1r} dan k_2, k_{2r} .

Penurunan kalor teoretis dari titik ekstraksi pertama sampai ke titik ekstraksi kedua, h_0^{II} , sekarang didistribusikan pada seluruh tingkat kelompok kedua. Tergantung pada energi yang tersedia teoretis, yang

ditunjukkan oleh h_1, a_1, r (Gambar 7-24), demikian juga dengan diameter tingkat pertama dan terakhir kelompok kedua, ditetapkan jumlah tingkat yang ditempatkan di antara titik ekstraksi pertama dan kedua dan penurunan kalor yang tersedia didistribusikan di antara tingkat-tingkat tersebut. Dengan menganggap bahwa untuk bagian turbin antara ekstraksi pertama dan kedua jumlah tingkat yang ditentukan adalah tiga dengan penurunan kalor h_0^V, h_0^{VI} dan h_0^{VII} , maka jumlahnya adalah sama dengan h_0^II . Tekanan p_2^V, p_2^{VI} dan p_{eks}^{II} yang bersesuaian dengan penurunan kalor ini diperoleh dari diagram $i-s$ (Gambar 7-24).

Perhitungan-perhitungan kalor terinci yang memperhitungkan semua kerugian yang terjadi pada berbagai tingkat (yang mengakibatkan kenaikan entropi) sekarang dilaksanakan untuk tingkat-tingkat yang ada di antara tekanan-tekanan ini. Semua tingkat berikutnya dievaluasi sama seperti yang telah dilakukan untuk hal-hal yang ditunjukkan di atas. Sewaktu mendistribusikan penurunan kalor pada berbagai tingkat, hal-hal yang berikut ini harus tetap diingat:

1) untuk mendapatkan $(u/c_1)_{opt}$ dan diameter tingkat untuk bagian turbin yang sedang diperhatikan, perhitungan-perhitungan kalor pendahuluan untuk tingkat yang persis di belakang titik ekstraksi harus dilaksanakan sedemikian sehingga perjumlahan penurunan kalor pada berbagai tingkat bagian turbin yang dimaksud sama dengan penurunan kalor yang terjadi di antara kedua ekstraksi yang berdekatan;

2) diameter rata-rata cakram sudu harus bertambah sedikit demi sedikit dari satu tingkat ke tingkat berikutnya (diameter rata-rata dapat dibuat berubah dengan tiba-tiba sesudah titik ekstraksi);

3) serentak dengan perhitungan-perhitungan terinci, gambar-gambar terinci harus juga dibuat dengan memakai diameter cakram rata-rata, tinggi nosel dan sudu, dan lain-lain;

4) derajat reaksi (degree of reaction) untuk sudu-sudu gerak diandaikan berdasarkan pertimbangan sedemikian sehingga diperoleh penambahan diameter cakram rata-rata sedikit demi sedikit dan mulus, dengan kata lain, derajat reaksi bertambah sedikit demi sedikit dari baris pertama hingga ke baris terakhir sudu gerak. Untuk tingkat pertama, derajat reaksi (q) dapat diambil antara 4 dan 8%, untuk tingkat-tingkat tengahnya dari 10 sampai 15% dan untuk tingkat terakhir dari 20 sampai 30%. Untuk turbin dengan kapasitas yang sangat besar, derajat reaksi untuk tingkat yang terakhir dapat mencapai 50 sampai 55%;

5) di samping derajat reaksi (q), sudut-sudut α_1 dan β_2 juga menentukan bentuk turbin yang baik (streamline): untuk tingkat tekanan pertama, α_1 dapat diambil dari 14 sampai 13°, pada tingkat-tingkat tekanan-tengahnya dari 14 sampai 15° dan untuk tingkat yang terakhir turbin kondensasi dari 25 sampai 30°. β_2 bervariasi dalam batas-batas 35 sampai 40°;

6) untuk menyamakan profil-profil sudu, disarankan untuk tidak mengubah sudut-sudut α_1 dan β_2 dari tingkat ke tingkat tetapi tetap dibuat sama besarnya, bila hanya untuk tingkat dengan jenis yang sama.

7.19. PERHITUNGAN KALOR UNTUK TURBIN JENIS K-50-90 (VK-50)

Data: Kapasitas nominal turbin pada terminal-terminal generator $N_e^{II} = 50.000$ kW, $n = 3.000$ rpm, tekanan dan temperatur uap segar $p_0 = 90$ ata dan $t_0 = 500^\circ\text{C}$, tekanan uap pada sisi masuk ke kondenser $p_{2c} = 0,036$ ata, temperatur akhir air pengisian ketel pada sisi keluar dari pemanas air pengisian ketel $t_{apk} = 217^\circ\text{C}$.

Kita akan mengandaikan bahwa kapasitas ekonomis turbin lebih rendah 10% daripada kapasitas nominal, sehingga

$$N_e^{ek} = 0,90 \times 50.000 = 45.000 \text{ kW.}$$

Kondisi uap segar ditandai dengan titik A_0 pada diagram $i-s$ yang ditunjukkan pada Gambar 7-22.

Kerugian pada katup stop dan katup pengatur diandaikan sebesar 5% dari tekanan uap segar, sehingga tekanan di depan nosel tingkat pertama akan setinggi

$$p_0' = (1 - 0,05) 90 = 85,5 \text{ ata (titik } A_0')$$

Kerugian pada pemipaan buang akan ditentukan dari Persamaan (5-26), yaitu

$$\begin{aligned} \Delta p &= p_s - p_{2c} = \lambda (c_{eks}/100)^2 p_{2c} = \\ &= 0,092 (110/100)^2 \times 0,036 = 0,004 \text{ ata.} \end{aligned}$$

di mana $\lambda = 0,092$ dan $c_{eks} = 110$ m/detik (diandaikan dari pengalaman). Tekanan uap sesudah baris terakhir sudu gerak

$$p_2 = 0,036 + 0,004 = 0,04 \text{ ata.}$$

Penurunan kalor teoretis yang terjadi pada turbin dengan mengabaikan kerugian pada katup stop dan katup pengatur demikian juga pada pemipaan buang akan menjadi

$$H_{\text{maks}} = 810,3 - 476,3 = 334 \text{ kkal/kg (adiabatik } A_0 A_{1r} \text{ maks).}$$

Penurunan kalor adiabatik pada turbin dengan memperhitungkan kerugian baik pada katup pengatur maupun pada pemipaan buang akan menjadi

$$H'_0 = 810,3 - 481,3 = 329 \text{ kkal/kg (adiabatik } A'_0 A'_{1r}).$$

Efisiensi-dalam relatif turbin diandaikan sama dengan $\eta_{bi} = 0,822$, sehingga penurunan kalor yang dimanfaatkan di dalam turbin akan menjadi

$$H_i = H_{\text{maks}} \eta_{bi} = 334 \times 0,822 = 274,5 \text{ kkal/kg.}$$

Dengan melukiskan nilai ini pada diagram $i-s$ (Gambar 7-22) kita peroleh garis $A'_0 A_2$ yang menggambarkan proses penurunan kalor pada turbin. Dari tabel sifat-sifat termodinamik air dan uap jenuh, kita peroleh temperatur jenuh uap buang pada tekanan yang tingginya $p_{2c} = 0,036$ ata

$$t_s = 26,7^\circ \text{C.}$$

Kita akan mengambil temperatur kondensat sama dengan $26,7 - 0,7 = 26^\circ \text{C}$. Untuk turbin yang dimaksudkan ini dengan parameter uap segar yang diberikan, kita akan memilih lima ekstraksi untuk pemanasan air pengisian ketel dengan pengandaian bahwa air pengisian ketel itu dipanaskan pada setiap pemanas dengan derajat yang sama. Selanjutnya kita akan mengandaikan bahwa temperatur kondensat sesudah keluar dari kondenser naik satu derajat sebagai akibat dipakainya kondensat tersebut sebagai pendingin untuk ejektor udara ($t_{\text{kon}} = 27^\circ \text{C}$).

Naiknya temperatur air pengisian ketel pada setiap pemanas

$$\Delta t = \frac{t_{\text{apk}} - t_{\text{kon}}}{5} = \frac{217 - 27}{5} = 38^\circ \text{C.}$$

Temperatur air pengisian ketel sesudah keluar dari pemanas akan diperoleh dari persamaan yang diberikan pada Pasal 7-18; hasil-hasil ini ditabelkan pada Tabel 7-9. Kalor sensibel air pengisian ketel sesudah keluar dari pemanas maupun tekanan uap pada titik-titik ekstraksi diperoleh dari tabel uap (juga ditabelkan pada Tabel 7-9). Dengan bantuan tekanan-tekanan ekstraksi dari diagram $i-s$ ini (Gambar 7-22) selanjutnya akan kita peroleh penurunan kalor yang tersedia teoretis pada setiap bagian turbin di antara titik-titik ekstraksi (juga ditunjukkan pada Gambar 7-9). Untuk siklus pemanasan air pengisian ketel regeneratif (Gambar 7-23) dengan bantuan Persamaan (7-60) dan (7-64) kita peroleh massa air relatif uap dari ekstraksi ke pemanas (dengan mengandaikan efisiensi pemanas sama dengan 0,98) seperti berikut ini

1) dari ekstraksi pertama

$$\alpha_1 = \frac{222 - 181,8}{(749,3 - 228,6) 0,98} = 0,0789;$$

2) dari ekstraksi kedua

$$\alpha_2 = \frac{\left(\frac{1}{0,98} 181,2 - 141,9\right) - 0,0780 (228,6 - 141,9)}{715 - 141,9} = 0,0628;$$

3) dari ekstraksi ketiga

$$\alpha_3 = \frac{(1 - 0,0789 - 0,0628) (141,9 - 103)}{(676,5 - 148,1) 0,98} = 0,0645;$$

Tabel 7-9

Parameter	Sebelum turbin	Eks. ke-1	Eks-ke-2	Eks. ke-3	Eks. ke-4	Eks. ke-5	Kondenser
Tekanan uap ata	90	25	11,5	4,5	1,44	0,34	0,04
Temperatur atau kebasahan uap (t_0 atau $100 - x$) $^\circ \text{C}$ atau %							
Kalor total uap i , kkal/kg	810,3	749,3	715	676,5	637	592,5	535,8
Temperatur jenuh, t_s	301,9	222,9	185,2	147,2	110	71,6	28,6
Kalor total uap i , kkal/kg	323,8	228,6	187,8	148,1	110	71,6	28,6
Temperatur air pengisian ketel pada sisi masuk pemanas t_{apk} , $^\circ \text{C}$	-	217	179	141,0	103	65	27
Kalor sensibel air pengisian ketel pada sisi masuk pemanas i_{apk} , kkal/kg		222	181,2	141,9	103	65	27
Penurunan kalor yang digunakan pada setiap bagian turbin antara titik ekstraksi h_i , kkal/kg.	61,0	34,3	38,5	39,5	44,5	56,7	-

4) dari ekstraksi keempat

$$\alpha_4 = \frac{(1 - 0,0789 - 0,0628)(103 - 65) - 0,0645(148,1 - 110)0,98}{(637 - 110)0,98} = 0,0585;$$

dan 5) dari ekstraksi kelima

$$\alpha_5 = \frac{(1 - 0,0789 - 0,0628)(65 - 27) - (0,0645 + 0,0585)(110 - 71,6)0,98}{(592,5 - 71,6)0,98} = 0,0548.$$

Jumlah uap segar total yang memasuki turbin dari Persamaan (7-65) akan sebanyak

$$D_0 = \frac{860 \times 45.000}{(61 + 0,9211 \times 34,3 + 0,8583 \times 38,5 + 0,7838 \times 39,5 + 0,7251 \times 44,5 + 0,6705 \times 56,7)0,995 \times 0,96} = 178,5 \text{ ton/jam}$$

dengan mengandaikan bahwa $\eta_m = 0,995$ dan $\eta_g = 0,96$.

Jumlah uap yang mengalir melalui berbagai bagian turbin dan jumlah yang diekstraksi dari setiap titik ditabelkan pada Tabel 7-10 dan 7-11.

Tabel 7-10

Istilah	Eks. ke-1	Eks. ke-2	Eks. ke-3	Eks. ke-4	Eks. ke-5
α	0,0789	0,0628	0,0645	0,0585	0,0548
D_{eks} , ton/j	14,1	11,2	11,5	10,44	9,8
G_{eks} , kg/det	3,92	3,12	3,20	2,9	2,72

Tabel 7-11

Jumlah uap yang mengalir melalui tingkat turbin	Sampai ke titik eks. ke-1	Dari titik eks ke-1 sampai ke-2	Dari titik eks ke-2 sampai ke-3	Dari titik eks ke-3 sampai ke-4	Dari titik eks. ke-4 sampai ke-5	Sesudah titik eks. ke-5
D_{eks} , ton/j	178,5	164,4	153,2	141,7	131,26	121,46
G_{eks} , kg/det	49,6	45,68	42,56	39,36	36,46	33,74

Kita akan melaksanakan perhitungan-perhitungan tingkat yang terinci dengan mengandaikan bahwa turbin adalah jenis VK-50-I yang dibuat oleh L.M.W.

Tingkat pengaturan.

Kita akan membuat tingkat pengaturan terdiri dari dua baris sudu (dua tingkat kecepatan). Kita akan mengambil penurunan kalor pada tingkat pertama sama dengan 46,5 kkal/kg berdasarkan data yang tersedia untuk konstruksi turbin yang demikian itu. Dari diagram $i-s$ (Gambar 7-24) tekanan uap pada tingkat-pengaturan ruang-sorong uap (steam chest) akan sama dengan 45 ata. Dengan mengandaikan $(u/c_1)_{\text{opt}}$ sama dengan 0,246, di mana $c_1 = 91,5 \sqrt{46,5} = 625 \text{ m/detik}$ kita peroleh kecepatan keliling $u = 0,246 \times 625 = 153,7 \text{ m/detik}$ dan diameter rata-rata $d_1 = 60 \text{ u/m} = 60 \times 153,7 / \pi \times 3.000 = 0,98 \text{ m} = 980 \text{ mm}$.

Perhitungan-perhitungan terinci untuk tingkat pertama dengan penurunan kalor sebesar 46,5 kkal/kg dan diameter rata-rata sama dengan 980 mm akan dilaksanakan seperti yang telah dijelaskan pada Pasal 6-6. Hasil-hasil hitungan ini ditunjukkan pada Tabel 7-12 dan segitiga kecepatan ditunjukkan pada Gambar 7-25.

Derajat reaksi yang dimanfaatkan pada sudu-sudu gerak dan sudu-sudu pengarah adalah sebagai berikut:

untuk sudu-sudu gerak baris pertama . . .2%;
 untuk sudu-sudu pengarah5%;
 untuk sudu-sudu gerak baris kedua3%.

Tinggi nosel telah diandaikan sama dengan 15 mm.

Derajat pemasukan parsial telah diperoleh sama dengan 0,444 (dengan memperhitungkan kebocoran uap melalui perapat-perapat labirin ujung). Kerugian akibat gesekan cakram dan pengadukan telah ditentukan menurut rumus Stodola. Kebocoran uap melalui perapat-perapat ujung telah dihitung berdasarkan kondisi berikut: diameter poros 500 mm, jumlah labirin $z = 91$, ruang bebas $\Delta s = 0,4 \text{ mm}$. Uap dari perapat labirin dibuang ke ruang-sorong uap ekstraksi yang ketiga di mana tekanan yang ada adalah 4,5 ata; tekanan sesudah nosel tingkat pengaturan $p_1 = 48 \text{ ata}$.

Tekanan kritis pada perapat-perapat labirin persis sebelum ruangan dari mana uap dibuang adalah

$$p_{kr} = \frac{0,85 p_1^I}{\sqrt{z + 1,5}} = \frac{0,85 \times 48}{\sqrt{91 + 1,5}} = 4,24 \text{ ata.}$$

Kelembaban uap melalui perapat-perapat labirin dari persamaan

$$G'_{\text{kelembaban}} = 100 f_s \sqrt{\frac{g (p_1^{I2} - p_{eks}^{I12})}{z p_1^I v_1}} = 100 \times 0,628 \times \\ \times 10^{-3} \times \sqrt{\frac{9,81 (48^2 - 4,5^2)}{91 \times 48 \times 0,063}} = 0,566 \text{ kg/det.}$$

di mana $f_s = \pi r \Delta s = \pi \times 0,5 \times 0,4 \times 10^{-3} = 0,628 \times 10^{-3} \text{ m}^2$;

$v_1 = 0,063 \text{ m}^3/\text{kg}$ - volume spesifik uap sesudah nosel

Kalor uap total sebelum nosel tingkat kedua akan diperoleh dari hubungan

$$i'_0 = i_0 - (h_0 \rightarrow \sum h_{\text{kerugian}} = i_2 - h_i = 810,3 - 32,18 = \\ = 778,12 \text{ kkal/kg.}$$

Kondisi uap sebelum nosel tingkat kedua ditentukan oleh tekanan 45 ata dan temperatur 420°C (titik α_1 pada Gambar 7-24).

Dengan melakukan perhitungan pendahuluan untuk ukuran-ukuran tingkat akhir, akan kita peroleh

$$d_2 = \sqrt{\frac{G v_2 \phi}{\pi \times 91,5 \sqrt{\xi_e} H_0 \sin \alpha_2}} = \\ = \sqrt{\frac{33,74 \times 32,5 \times 3,1}{\pi \times 91,5 \sqrt{0,022} \times 330,8}} = 2,09 \text{ m} = 2,090 \text{ mm.}$$

di mana $G = 33,74 \text{ kg/det.}$ - massa alir uap melalui tingkat terakhir (Tabel 7-11);

$v_2 = 32,5 \text{ m}^3/\text{kg}$ - volume spesifik uap sesudah sudu-sudu gerak tingkat yang terakhir;

$\phi = 3,1$ - perbandingan d_2 terhadap l_2 (diandaikan);

$\xi_e = 2,2\%$ - kerugian kecepatan-keluar (carry-over) dari tingkat terakhir dalam persentase H_0 ;

$\alpha_2 = 90^\circ$ - sudut sisi-keluar dari baris akhir sudu-sudu gerak untuk kerugian kecepatan keluar yang minimum.

Kecepatan keliling pada diameter rata-rata akan menjadi

$$u = \frac{\pi \times 2,09 \times 3.000}{60} = 328 \text{ m/det.}$$

yang masih dalam batas-batas yang diizinkan.

Tinggi sudu

$$l_2 = \frac{2,090}{3,1} = 674 \text{ mm,}$$

yang juga masih dalam batas-batas yang diizinkan.

Perhitungan Kalor Terinci untuk Tingkat Tekanan sampai ke Ekstraksi Pertama

Penurunan kalor teoretis dari tekanan 45 ata dan 420°C (titik α_1 , Gambar 7-24) ke tekanan pada ekstraksi pertama adalah

$$h_{01} = 778,12 - 737,6 = 40,52 \text{ kkal/kg.}$$

Perhitungan pendekatan menunjukkan bahwa tiga tingkat dapat dipasang pada selang hingga ke titik ekstraksi pertama. Dengan mengandaikan penurunan kalor yang sama pada setiap tingkat, kita peroleh

$$h_0 = \frac{40,52}{3} \approx 13,5 \text{ kkal/kg.}$$

Jadi kita akan mengandaikan penurunan kalor berikut untuk ketiga tingkat yang berurutan

13,6 kkal/kg - pada tingkat yang kedua;

13,45 kkal/kg - pada tingkat yang ketiga;

13,47 kkal/kg - pada tingkat yang keempat.

Tekanan uap sesudah tiap-tiap tingkat, dari diagram $i-s$ adalah $p_2^{II} = 37,3$ ata setelah tingkat kedua; $p_2^{III} = 30,5$ ata setelah tingkat yang ketiga; $p_{eks}^I = 25$ ata setelah tingkat yang keempat.

Untuk memperkecil kerugian pemasukan (entrainment), kita akan mengandaikan terjadi 5% reaksi pada setiap baris sudu.

Untuk baris yang kedua kita peroleh, $u/c_1 = 0,462$; $c_1 = 91,5 \sqrt{13,6} = 337$ m/detik; $u = 0,462 \times 337 = 155,5$ m/detik dan $d = 60 \times 155,5 / \pi \times 3.000 = 0,99$ m = 990 mm.

Dengan membuat diameter yang 990 mm ini sebagai dasar, kita sekarang akan melakukan perhitungan terinci.

Penurunan kalor pada nosel $h_{01} = 0,95 \times 13,6 = 12,92$ kkal/kg dan pada sudu-sudu gerak penurunan kalor $h_{02} = 113,6 - 12,92 = 0,68$ kkal/kg. Tekanan uap setelah nosel adalah 37,4 ata. Perbandingan tekanan $p_1/p_0 = 37,4/45 = 0,832 > p_{kr}$, dengan kata lain, kecepatan uap adalah lebih rendah daripada kecepatan kritis. Kecepatan aktual uap $c_{1t} = 91,5 \times 0,95 \sqrt{12,92} = 312,5$ m/detik dan $c_{1u} = 328,5$ m/detik di mana $\varphi = 0,95$ (yang diambil dari grafik yang ditunjukkan pada Gambar 5-2).

Sudut $\alpha_1 = 12^\circ$ diandaikan sedemikian sehingga bila $e = 1$ tinggi nosel yang akan diperoleh berada dalam jangka yang diizinkan. Dari segitiga kecepatan kita peroleh $w_1 = 164$ m/detik dan $\beta_1 = 23^\circ 50'$ (Gambar 7-25); β_2 akan diandaikan sama dengan 21° yang selanjutnya kita peroleh $\psi = 0,86$ (dari grafik yang ditunjukkan pada Gambar 5-4).

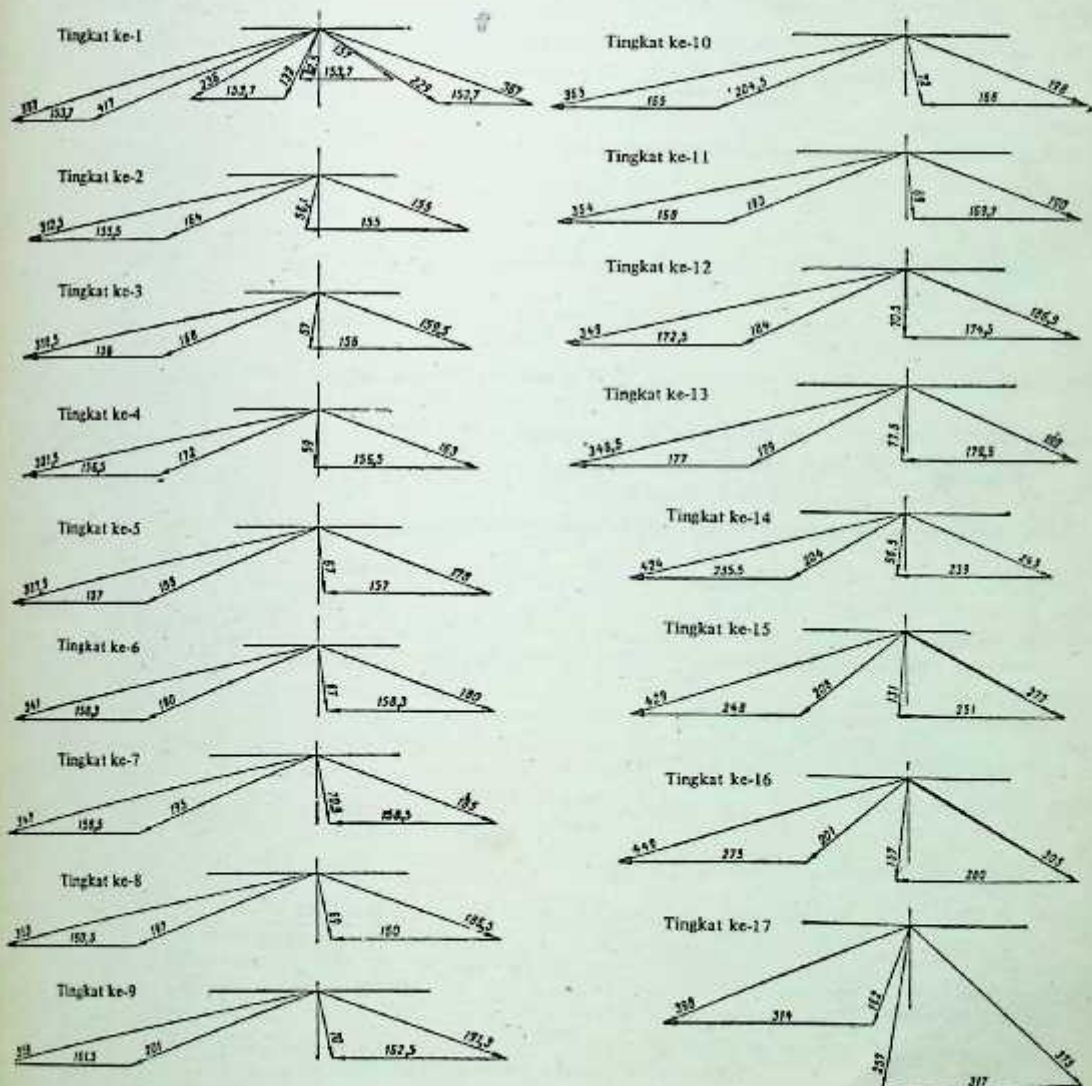
$$w_2 = 0,86 \sqrt{164^2 + 8378 \times 0,68} = 155 \text{ m/detik dan } w_{2t} = 180,5 \text{ m/detik};$$

Selanjutnya dari segitiga kecepatan kita peroleh

$$c_{2t} = 56,1 \text{ m/detik}; \alpha_2 = 101^\circ 10'. c_{1u} = 312,5 \cos 12^\circ = 305,5 \text{ m/detik};$$

$$c_{2u} = 56,1 \cos 11^\circ 10' = 10,8 \text{ m/detik};$$

$$\eta_u = \frac{2u(c_{1u} - c_{2u})}{c_{0d}^2} = \frac{2 \times 155,5(305,5 - 10,8)}{337^2} = 0,805.$$



Gambar 7-25. Segitiga kecepatan untuk turbin uap jenis VK-50

Dengan menentukan kerugian pada laluan-laluan sudu setiap tingkat, kita peroleh

$$h_a = (1/\varphi^2 - 1) c_1^2 / 8.378 = \left(\frac{1}{0.95^2} - 1 \right) \frac{312.5^2}{8.378} = 1.24 \text{ kkal/kg};$$

$$h_b = \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1 \right) \frac{w_2^2}{8.378} = \left(\frac{1}{0.86^2} - 1 \right) \frac{155^2}{8.378} = 1.02 \text{ kkal/kg};$$

$$h_c = \frac{56.1^2}{8.378} = 0.38 \text{ kkal/kg}.$$

Untuk memeriksa ketepatan hasil-hasil yang diperoleh di atas kita akan mencari η_u seperti berikut ini dan bandingkan dengan η_u yang dihitung sebelumnya.

$$\eta_u = \frac{h_a - (h_a + h_b + h_c)}{h_a} = \frac{13.6 - (1.24 + 1.02 + 0.38)}{13.6} = \frac{10.96}{13.6} = 0.806.$$

Nilai η_u dan η_g mendekati.

Kerugian-kerugian akibat gesekan dan pengadukan

$$N_{g.e.a.} = \lambda 1.07 d^2 \frac{u^2}{10^6} \gamma = 1.07 \times 0.987^2 \frac{155.5^3}{10.6} \times 12.42 = 48.2 \text{ kW},$$

di mana $\gamma = 1/\nu_1 = 1/0.0805 = 12.42 \text{ kg/m}^3$; $\nu_1 = 0.0805 \text{ m}^3/\text{kg}$ adalah volume spesifik uap sesudah nosel;

$\lambda = 1$ - koefisien yang diandaikan sama dengan satu untuk uap panas lanjut temperatur tinggi.

$$h_{g.e.a.} = \frac{102 N_{g.e.a.}}{427 G} = \frac{102 \times 48.2}{427 \times 49.6} = 0.23 \text{ kkal/kg}.$$

Kalor total uap sesudah sudu-sudu dengan memperhitungkan kerugian

$$i_2 = 778.12 - 13.6 + (1.24 + 1.02 + 0.38 + 0.23) = 767.30 \text{ kkal/kg}.$$

Kebocoran uap melalui perapat-perapat diafragma dari Persamaan (5-18)

$$G_{\text{kebocoran}} = 100 f_s \sqrt{\frac{9.81 (45^2 - 37.4^2)}{8 \times 45 \times 0.07}} = 100 \times 0.628 \times 10^{-3} \sqrt{244} = 0.98 \text{ kg/detik},$$

di mana $f_s = \pi d_{\text{kebocoran}} \Delta s = \pi \times 0.5 \times 0.4 \times 10^{-3} = 0.628 \times 10^{-3} \text{ m}^2$;

$d_{\text{kebocoran}} = 500 \text{ mm}$ - diameter perapat rotor;

$\Delta s = 0.4 \text{ mm}$ - ruang bebas pada perapat labirin.

Kerugian akibat kebocoran uap melalui ruang bebas dari Persamaan (5-7) akan sebesar

$$h_{\text{kebocoran}} = \frac{0.98}{49.6} \times 10.73 = 0.21 \text{ kkal/kg}.$$

Penjumlahan semua kerugian pada tingkat $\Sigma h_{\text{kerugian}} = 1.24 + 1.02 + 0.38 + 0.23 + 0.21 = 3.08 \text{ kkal/kg}$.

Penurunan kalor yang bermanfaat pada tingkat tersebut $h_i = h_a - \Sigma h_{\text{kerugian}} = 13.6 - 3.08 = 10.52 \text{ kkal/kg}$.

$$\text{Efisiensi tingkat } \eta_{i,t} = \frac{10.52}{13.6} = 0.774.$$

Daya yang dibangkitkan oleh tingkat tersebut

$$N_i = \frac{427 \times 49.6 \times 10.52}{102} = 2.180 \text{ kW}.$$

Tinggi sisi-keluar nosel

$$I_u = \frac{(G - G_{\text{kebocoran}}) v_1 \times 10^3}{\pi d_1 \sin \alpha_1} = \frac{(49.6 - 0.98) 0.0805 \times 10^3}{\pi \times 0.99 \times 312.5 \sin 12^\circ} = 19.3 \text{ mm}.$$

Tinggi sisi-keluar sudu

$$I_s = \frac{G v_2 \times 10^3}{\pi d w_2 \sin \beta_2} = \frac{49.6 \times 0.081 \times 10^3}{\pi \times 0.99 \times 155 \sin 21^\circ} = 23.2 \text{ mm}.$$

Dengan tumpang-tindih (overlap) yang hanya 3,9 mm, kita akan mendapatkan penyelubangan (shrouding) lurus untuk ujung-ujung sudu.

Untuk tingkat ketiga, kita peroleh: tekanan uap sebelum nosel 37,3 ata, kalor total uap sebelum nosel $i_0^{III} + h_c^{pr} = i_0^{II} + h_c^{pr} - h_f^{II} = 778,12 - 10,52 = 767,6$ kkal/kg, $i_0^{III} = 767,6 - 0,38 = 767,22$ kkal/kg, temperatur uap sebelum nosel 396°C .

Kita akan mengandaikan diameter rata-rata $d = 990 + 4 = 994$ mm, dengan kata lain, 4 mm lebih besar dari diameter tingkat yang kedua.

Penurunan kalor teoretis yang terjadi pada tingkat ini adalah

$$h_e = i_0^{III} - i_{2t}^{III} = 767,22 - 753,6 = 13,62 \text{ kkal/kg.}$$

Penurunan kalor pada nosel $h_{01} = 0,95 \times 13,62 = 12,93$ kkal/kg dan pada sudu-sudu gerak $h_{02} = 13,62 - 12,93 = 0,69$ kkal/kg.

Dengan mengandaikan bahwa kecepatan keluar dari sisi keluar tingkat yang kedua dimanfaatkan pada tingkat yang ketiga, kita dapatkan energi pada nosel tingkat ketiga sama dengan

$$h_{01} + h_c^{pr} = 12,93 + 0,38 = 13,31 \text{ kkal/kg.}$$

Kecepatan uap pada sisi keluar nosel

$$c_1 = 91,5 \times 0,995 \sqrt{13,31} = 318,5 \text{ m/detik dan } c_{1t} = 333,5 \text{ m/det.}$$

Energi total yang tersedia pada tingkat ini akan sama dengan $h_0 + h_c^{pr} = 13,62 + 0,38 = 14,00$ kkal/kg.

Kecepatan $c_{3d} = 91,5 \sqrt{h_0 + h_c^{pr}} = 91,5 \sqrt{14} = 342$ m/detik. Seluruh tingkat yang berikutnya didesain persis sama dengan cara yang sama dan hasil-hasilnya ditabelkan pada Tabel 7-12.

Untuk melakukan perhitungan lebih lanjut untuk tingkat-tingkat yang letaknya di antara titik ekstraksi pertama dan kedua, distribusi penurunan kalor dan penentuan jumlah tingkat yang dapat ditempatkan di antara kedua titik ekstraksi ini haruslah dievaluasi terlebih dulu.

Energi yang tersedia teoretis untuk melakukan kerja antara titik ekstraksi yang pertama dan kedua (h'_{01} dan h'_{02} , Gambar 7-24) adalah sama dengan

$$h_{01} + h_c^{pr} = i_0^{IV} + h_c^{pr} - i_{2t} = 745,27 - 699,2 = 46,07 \text{ kkal/kg.}$$

Penurunan kalor teoretis yang terjadi antara bagian turbin dari titik ekstraksi yang pertama sampai ke yang kedua adalah

$$h_0^{II} = i_0^{IV} - i_{2t} = 744,86 - 699,2 = 45,66 \text{ kkal/kg.}$$

Tiga tingkat agaknya akan merupakan jumlah yang sesuai untuk penurunan kalor yang sebanyak ini. Penurunan kalor rata-rata untuk setiap tingkat dengan demikian akan sebesar

$$h_{\text{rata-rata}} = 45,66/3 = 15,22 \text{ kkal/kg.}$$

Karena diameter-diameter yang dipakai membesar sedikit demi sedikit, akhirnya kita peroleh

$$h_0^V = 15,08 \text{ kkal/kg; } h_0^{VI} = 15,12 \text{ kkal/kg dan } h_0^{VII} = 15,46 \text{ kkal/kg.}$$

Dengan menggambarkan penurunan kalor h_0^V , h_0^{VI} dan h_0^{VII} pada diagram $i-s$ (Gambar 7-24), kita peroleh tekanan sesudah tiap-tiap tingkat adalah $p_2^V = 19,7$ ata; $p_2^{VI} = 15,25$ ata dan $p_{02}^{VII} = 11,5$ ata. Perhitungan akhir untuk tingkat-tingkat ini dilakukan untuk penurunan kalor yang terjadi antara batas-batas tekanan yang ditunjukkan di atas yang dengan sepatutnya memperhitungkan semua kerugian kalor yang terjadi selama proses ekspansi aktual.

Diaphragma dipasang pada cincin-cincin khusus (Gambar 7-26 lihat halaman 150) untuk mengurangi ruang bebas antara nosel dan sudu-sudu gerak. Dengan demikian kecepatan keluar (carry-over) dari sudu-sudu gerak tingkat keempat dimanfaatkan pada nosel tingkat kelima. Perhitungan desain untuk kelompok tingkat antara ekstraksi pertama dan kedua adalah sama dengan perhitungan tingkat sebelumnya. Hasil-hasil perhitungan ini ditunjukkan pada Tabel 7-12.

Kondisi-kondisi uap sebelum nosel tingkat yang kedelapan adalah $p_{02}^{VIII} = p_{02}^{VII} = 11,5$ ata dan $t_0^{VIII} = 261^\circ\text{C}$ yang bersesuaian dengan $i_0^{VIII} = 706,52$ kkal/kg (titik a_2) dan $i_0^{VIII} + h_c^{pr} = 706,52 + 0,6 = 707,12$ kkal/kg. Penurunan kalor teoretis pada kelompok tingkat yang berikutnya antara titik ekstraksi yang kedua dan ketiga.

$$h_0^{III} = i_0^{VIII} - i_{3t} = 706,52 - 657,7 = 48,82 \text{ kkal/kg.}$$

Untuk mempertahankan diameter rata-rata tingkat-tingkat berikutnya sama dengan tingkat yang ketujuh, kita akan membuat penurunan kalor yang terjadi pada setiap tingkat ini kira-kira sama dengan yang terjadi pada tingkat yang ketujuh. Untuk memenuhi pengandaian ini, kita akan membuat tiga tingkat untuk bagian turbin ini (antara titik ekstraksi kedua dan ketiga).

Penurunan kalor rata-rata pada setiap tingkat akan menjadi sebesar

$$h_{\text{rata-rata}} = 48,82/3 = 16,27 \text{ kkal/kg.}$$

Tingkat ke:		I	II	2	3	4	5	6	7
Penandaan	Ukuran								
G_0	kg/det	49,6		49,6	49,6	49,6	45,68	45,68	45,68
p_0	ata	85,5		45	37,3	30,5	25	19,7	15,25
i_0 atau x	° C atau %	486°		420°	396°	370°	346°	319°	289°
$i_0 + h_0^{D^2}$	kcal/kg	810,3		778,12	767,22	756,12	744,86	732,37	719,68
$i_0 + h_0^{D^2}$	kcal/kg	810,3		778,12	767,60	756,51	745,27	732,91	720,22
p_1/p_2	ata	85,5		45	37,5	30,7	25,2	19,9	15,35
p_1/p_2	ata	48/47,6	46/45	37,4/37,3	30,7/30,5	25,3/25	20/19,7	15,5/15,25	11,7/1,5
p_{1x}	ata	-	-	-	-	-	-	-	-
h_{1x}	kcal/kg	-	-	-	-	-	-	-	-
h_{1t}	kcal/kg	763,8		764,52	753,6	742,4	729,78	717,20	704,00
h_{0x}	kcal/kg	-	-	-	-	-	-	-	-
h_0	kcal/kg	46,5		13,6	13,62	13,72	15,08	15,17	15,68
p	%	2 + 5 + 3 = 10		5	5	5	5	5	5
h_{01}	kcal/kg	41,8		12,92	12,93	13,02	14,30	14,40	14,87
h_{02}	kcal/kg	0,93 + 2,33 + 1,39		0,68	0,69	0,70	0,78	0,77	0,81
$h_0^{D^2}$	kcal/kg	-		0	0,38	0,39	0,41	0,54	0,54
$h_{0x} + h_0^{D^2}$	kcal/kg	-		-	-	-	-	-	-
$h_{01} + h_0^{D^2}$	kcal/kg	41,85		12,92	13,31	13,41	14,71	14,94	15,41
c_{1x}/w_{1x}	m/det	-		-	-	-	-	-	-
c_{1t}	m/det	591	268	328,5	333,5	335	350,5	353	359
q	-	0,95	0,88	0,95	0,955	0,96	0,962	0,966	0,966
c_1	m/det	561	236	312,5	318,5	321,5	337,5	341	347
$h_0 + h_0^{D^2}$	kcal/kg	46,5		13,60	14,00	14,11	15,49	15,71	16,22
c_{ad}	m/det	625		337	342	343,5	360	362,5	368,5
u/c_{ad}	-	0,240		0,462	0,456	0,456	0,436	0,437	0,431
u/c_1	-	0,274		0,498	0,490	0,487	0,466	0,465	0,457
u	m/det	153,7		155,5	156	156,5	157,0	158,3	158,5
d	mm	980		990	994	998	1.000	1.008	1.010
α_1/α_1'	derajat	16°	30°	12°	12°	12°	13°	13°	13°
w_2	m/det	417	132	164	168	172	188	190	195
β_1	derajat	22°	66°20'	23°50'	23°20'	22°50'	24°	23°50'	23°50'
β_2/β_2'	derajat	20°	35°	21°	21°	21°	22°	22°	22°
ψ	-	0,86	0,90	0,86	0,865	0,865	0,87	0,872	0,873
w_2	m/det	367	151	155	159,5	163	178	180	185
c_2	m/det	229	92,5	56,1	57	59	67	67	70,6
α_2	derajat	33°39'	109°20'	101°10'	97°30'	92°40'	84°10'	82°40'	80°20'
c_{1u}	m/det	539	204	305,5	311,5	314	329,5	332	338
c_{2u}	m/det	191	-30,5	-10,8	-7,5	-2,5	6,5	8	12
$\eta_u = \frac{\sum (c_{1u} - c_{2u})}{c_{ad}^2}$	-		0,713	0,805	0,812	0,827	0,816	0,828	0,817
h_a	kcal/kg	4,18	1,92	1,24	1,14	1,06	1,11	0,99	1,02
h_b	kcal/kg	5,67	0,64	1,02	1,02	1,07	1,15	1,22	1,27
h_c	kcal/kg		1,02	0,38	0,39	0,41	0,54	0,54	0,60
η_u	-		0,712	0,805	0,816	0,82	0,82	0,825	0,822
U_{kr}^a/U_{kr}^b	m ³ /kg	-	-	-	-	-	-	-	-
v_1	m ³ /kg	0,063	0,067	0,0805	0,096	0,112	0,136	0,169	0,209
v_2	m ³ /kg	0,064	0,069	0,0810	0,0975	0,114	0,138	0,171	0,210
γ_1	kg/m ³	15,9		12,42	10,43	8,93	7,35	5,92	4,79
$N_{ge,a}$	kW	184		48,2	42	36	30,4	25,7	20,8
$h_{ge,a} = N_{ge,a}$	kcal/kg	0,89		0,23	0,19	0,17	0,16	0,13	0,11
$h_{1'}^{**}$	kcal/kg	32,18		10,73	11,23	11,4	12,53	12,83	13,22
$f_x = m \cdot y \cdot \Delta t$	cm ²	-	-	6,28	6,28	6,28	6,28	6,28	6,28
$U_{kebocoran}$	kg/det	-	-	0,98	0,78	0,69	0,62	0,51	0,42

Tabel 7-12

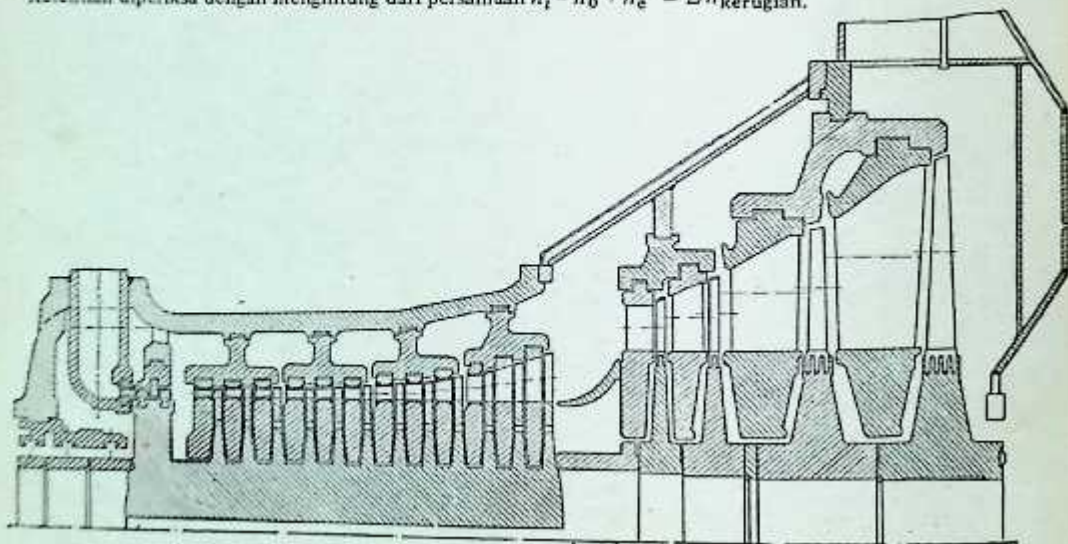
8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
42,56	42,56	42,56	39,85	39,85	39,85	36,95	36,95	34,23	34,23
11,5	8,70	6,3	4,5	3,18	2,15	1,44	0,74	0,34	0,128
259'	229'	197'	164'	90,7	79,9	96,3	93,9	91,3	88,4
706,52	692,87	678,79	663,92	650,06	636,21	623,2	600,88	578,16	552,70
707,12	693,45	679,38	664,78	650,63	636,80	623,4	601,99	580,21	555,64
11,7	8,85	6,4	4,5	3,20	2,18	1,44	0,76	0,36	0,14
8,9/8,7	6,4/6,3	4,6/4,5	3,20/3,18	2,18/2,15	1,5/1,44	0,81/0,74	0,39/0,34	0,17/0,128	0,074/0,040
-	-	-	-	-	-	-	0,438	0,208	0,809/0,0467
-	-	-	-	-	-	-	582,2	561,9	538,8/523,5
690,37	676,3	661,5	647,92	634,0	620,1	596,6	573,3	546,2	518,8
-	-	-	-	-	-	-	18,68	16,26	13,90/13,18
16,15	16,57	17,29	16,0	16,06	16,11	26,6	27,58	31,96	33,90
5	5	6	7	8	10	15	20	26	50
15,33	15,70	16,24	14,88	14,77	14,5	22,6	22,0	23,3	17,0
0,60	0,58	0,59	0,86	0,57	0,59	0	1,11	2,05	2,94
-	-	-	-	-	-	-	19,79	18,31	16,84/16,32
15,93	16,28	16,83	15,74	15,34	15,09	22,6	23,11	25,35	19,94
-	-	-	-	-	-	-	407,	391	375,5/370
365	369,5	375	363	358,5	355,5	435	440	461	409
0,968	0,97	0,973	0,975	0,975	0,975	0,975	0,975	0,975	0,975
353	358	365	354	340	346,5	424	429	419	398
16,75	17,15	17,88	16,86	16,63	16,70	26,6	28,69	31,01	36,84
374,5	378,5	387	375,5	373	374	472	490	534	555
0,430	0,429	0,427	0,448	0,462	0,476	0,50	0,506	0,515	0,566
0,457	0,453	0,453	0,475	0,495	0,514	0,556	0,578	0,612	0,789
160,5/161	161,5/162,5	165/166	168/169,7	172,5/174,5	177/179,5	215,5/239	248/251	275/280	314/317
1.020/1.024	1.030/1.036	1.050/1.058	1.070/1.080	1.098/1.110	1.126/1.144	1.500/1.1520	1.580/1.600	1.750/1.780	2.000/2.030
12°	12°	12°	12°	13°	14°	14°	16°/17°30'	16°/17°	22°/22°30'
197	201	204,5	197	184	179	204	208	201	162
22°	22°	22°	22°40'	25°15'	27°50'	27°30'	39°	40°20'	70°20'
21°	21°	21°	21°	22°	24°	23°	28°30'	31°	36°42°30'
0,872	0,875	0,88	0,88	0,882	0,887	0,887	0,907	0,907	0,915
186,5	191,3	198	190	186,5	189	243	272	305	375
69,5	70	72	69	70,5	72,5	96,5	131	157	257
79°30'	79°	76°	83°	90°	94°30'	107°20'	95°20'	96°30'	99°
345	350	357	346	340	336	411	409	429,5	367,5
12,5	14,5	17,5	8	-1	-6	-12	-11,5	-18	-41
0,822	0,825	0,827	0,843	0,844	0,84	0,847	0,825	0,803	0,67
0,99	0,98	0,91	0,77	0,75	0,74	1,11	1,13	1,24	0,98
1,30	1,34	1,36	1,25	1,19	1,16	1,91	1,91	2,40	3,24
0,58	0,59	0,86	0,57	0,59	0,72	1,11	2,05	2,94	7,89
0,828	0,826	0,826	0,843	0,847	0,843	0,847	0,825	0,807	0,672
-	-	-	-	-	-	-	3,52	7,0	16,8/27,5
0,265	0,33	0,442	0,60	0,835	1,18	2,05	4,02	8,5	18,1
0,27	0,335	0,45	0,61	0,85	1,20	2,26	4,50	11,1	32,0
3,78	3,03	2,37	1,67	1,20	0,847	0,488	0,248	0,143	0,059
17,7	15,9	15,1	11,7	10,3	8,3	20,6	13,3	12,6	10,2
0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,13	0,09	0,09	0,07
13,78	14,14	14,67	14,20	14,04	14,03	22,34	23,51	27,34	24,66
6,28	6,28	6,28	6,28	6,28	6,28	8,81	8,81	10,05	10,05
0,34	0,257	0,20	0,15	0,11	0,089	0,049	0,029	0,029	0,01

Tingkat ke:		1	II	2	3	4	5	6	7
Penamaan	Ukuran								
$h_{kebobocoran} = G_{kebobocoran} h_i / G_0$	kkal/kg	-	1	0,21	0,17	0,16	0,17	0,14	0,12
$h_i' = h_i'' - h_{kebobocoran}$	kkal/kg	32,18		10,52	11,09	11,24	12,36	12,69	13,10
$h_i = h_i' - h_{kebobocoran}$	kkal/kg	-	1	-	-	-	-	-	-
$h_i = h_i' - h_{kebobocoran}$ ***	kkal/kg	32,18		10,52	11,09	11,24	12,36	12,69	13,10
Σh kerugian	kkal/kg	14,32		3,08	2,91	2,87	3,13	3,02	3,12
$\frac{h_i}{h_0} = \frac{h_i}{h_0 + h_i''}$	-	0,691		0,774	0,792	0,797	0,798	0,808	0,809
$N_i^{th} = \frac{427 \times G_0 \times h_i}{102}$	kW	6.600		2.180	2.300	2.335	2.360	2.420	2.500
l_n	mm	15	20,6	19,3	22,7	26,1	25,8	31,5	38,8
l_i'	mm	18,5	28,8	23,2	27,8	30,8	30,2	36,7	44,5

*Dihitung sesuai dengan Persamaan (5-4).

**Dihitung sesuai dengan Persamaan $h_i'' = h_0 + h_e^{pr} - (h_n + h_b + h_e + h_{ge.a.})$

***Ketelitian diperiksa dengan menghitung dari persamaan $h_i = h_0 + h_e^{pr} - \Sigma h$ kerugian.



Gambar 7-26. Potongan turbin impuls VK-50.

sehingga akhirnya kita dapat mengandaikan $h_0^{VIII} = 16,15$ kkal/kg; $h_0^{IX} = 16,15$ kkal/kg dan $h_0^X = 16,52$ kkal/kg.

Dengan melukiskan penurunan-penurunan kalor ini sepanjang garis adiabatik $\sigma_3\sigma_3'$ (Gambar 7-24), kita dapat menentukan tekanan uap untuk setiap tingkat, yakni, $p_2^{VIII} = 8,7$ ata; $p_2^{IX} = 6,3$ ata. Tekanan sesudah tingkat yang kesepuluh sama dengan tekanan pada titik ekstraksi yang ketiga yang besarnya sama dengan $p_{eks}^{III} = 4,5$ ata.

Perhitungan kalor terinci untuk tingkat-tingkat ini akan dilakukan berdasarkan proses ekspansi uap aktual untuk penurunan kalor yang sudah ditetapkan oleh tekanan-tekanan yang disebutkan di atas.

Untuk penentuan kerugian akibat gesekan dan angin, kita akan mengandaikan λ sama dengan satu sampai ke tingkat yang kesembilan. Untuk tingkat yang kesepuluh $\lambda = 1,2$.

Hasil-hasil perhitungan ini ditabelkan pada Tabel 7-12.

Penurunan kalor teoretis untuk kelompok tingkat antara titik ekstraksi yang ketiga dan keempat (Gambar 7-24) sepanjang garis adiabatik $\sigma_3\sigma_4$, $h_0^{IV} = 663,92 - 615,9 = 48,02$ kkal/kg.

Walaupun penurunan kalor untuk kelompok ini ternyata sedikit lebih rendah daripada penurunan kalor untuk kelompok yang sebelumnya, kita masih akan terus membuat tiga tingkat untuk kelompok ini. Hal ini lebih disukai karena untuk tingkat yang sebelumnya u/c_1 ternyata lebih rendah daripada nilai optimum.

Penurunan kalor rata-rata untuk setiap tingkat

$$h_0 \text{ rata-rata} = 48,02/3 = 16,01 \text{ kkal/kg.}$$

Tabel 7-12 (Lanjutan)

8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
0,11	0,08	0,07	0,05	0,04	0,03	0,05	0,03	0,03	0,01
13,67	14,07	14,60	14,15	14,00	14,00	22,29	23,48	27,31	24,65
-	-	-	-	0,17	0,40	1,08	1,70	2,74	2,92
13,67	14,07	14,60	14,15	13,83	13,60	21,21	21,78	24,57	21,73
3,08	3,08	3,28	2,71	2,80	3,10	5,39	6,21	9,44	15,11
0,817	0,82	0,817	0,838	0,831	0,815	0,797	0,76	0,722	0,591
2,430	2,500	2,600	2,760	2,300	2,270	3,275	3,360	3,510	3,100
47,5	58,8	75	96	122	156	157	234	400	645
53,5	64,0	81,5	105	139	173,6	184	255	430	680

Oleh sebab itu kita dapat mengandaikan

$$h_0^{XI} = h_0^{XII} = 16,00 \text{ kkal/kg dan } h_0^{XIII} = 16,02 \text{ kkal/kg.}$$

Tekanan yang bersesuaian dengan penurunan kalor ini sama dengan

$$p_2^{XI} = 3,18 \text{ ata; } p_2^{XII} = 2,15 \text{ ata dan } p_2^{XIII} = p_{eks}^{IV} = 1,44 \text{ ata.}$$

Perhitungan-perhitungan terinci untuk tingkat-tingkat ini dilakukan sama seperti yang dilakukan untuk kelompok tingkat yang sebelumnya. Hasil-hasil perhitungan di atas diberikan pada Tabel 7-12. Untuk tingkat 11 sampai 13 kita akan menentukan jumlah tepat uap yang mengalir melalui kelompok tingkat ini. Dari perapat gland tekanan-tinggi (ujung depan) sebagian kebocoran uap dialirkan ke ruang-sorong uap ekstraksi sehingga massa alir $G_{11} = G_{10} - G_{eks}^{III} + \Delta G_{perapat}$ di mana $G_{10} = 42,56 \text{ kg/detik}$ - massa alir, melalui tingkat kesepuluh; $G_{eks}^{III} = 3,2 \text{ kg/detik}$ - uap ekstraksi ke pemanas air pengisian ketel No. 3; $\Delta G_{perapat}$ - uap dari perapat gland depan ke ruang-sorong uap ekstraksi ketiga:

$$\Delta G_{perapat} = G_{kebocoran}^I - G_{kebocoran}^{II}$$

di mana $G_{kebocoran}^I = 0,566 \text{ kg/detik}$ - massa alir uap melalui perapat gland sampai ke titik cerat; $G_{kebocoran}^{II}$ - massa alir uap dari titik peneratan pertama ke yang kedua dari perapat labirin tekanan-tinggi. Titik kedua peneratan mengalir ke dalam ruang uap ekstraksi kelima dari turbin. Kita akan mengandaikan untuk bagian labirin antara titik peneratan pertama dan kedua terdapat empat puluh lembar sekat, dengan kata lain,

$$z_2 = 40$$

Tekanan pada ruang labirin persis sebelum peneratan kedua dari Persamaan (5-22) adalah

$$p_{kr} = \frac{0,85 \times 4,5}{\sqrt{40 + 1,5}} = 0,595 \text{ ata.}$$

Tekanan uap di dalam ruang dari mana uap dicerat ke ruang-sorong kukus ekstraksi kelima akan sama dengan $p_{eks}^V = 0,34 \text{ ata.}$

Jumlah uap yang mengalir di antara titik peneratan pertama dan kedua dari Persamaan (7-22) adalah

$$G_{kebocoran}^{II} = 100 f_x \sqrt{\frac{R}{(z_2 + 1,5)} \frac{p_{eks}^{III}}{v'}} = 0,0628 \sqrt{\frac{9,81}{41,5} \times \frac{4,5}{0,7}} = 0,078 \text{ kg/detik.}$$

di mana $v' = 0,7 \text{ m}^3/\text{kg}$ — volume spesifik uap sebelum percepatan pertama (pada perapat labirin).

Jumlah uap yang dicerat ke ruang uap ekstraksi ketiga

$$\Delta G_{\text{perapat}} = 0,566 - 0,078 = 0,49 \text{ kg/detik.}$$

Jumlah uap yang mengalir melalui tingkat yang kesebelas

$$G_{11} = 42,56 - 3,2 + 0,49 = 39,85 \text{ kg/detik.}$$

Dari diagram $i-s$ kita peroleh bahwa uap sewaktu mengembang dari tingkat yang kedua belas akan menjadi basah. Jadi kerugian akibat kebasahan harus diperhitungkan. Dari Persamaan (5-25), kita peroleh

$$\begin{aligned} h_{\text{kebasahan}} &= (1 - x_{\text{rata-rata}})h_f = \left(1 - \frac{x_1 + x_2}{2}\right) 14,0 = \\ &= \left(1 - \frac{0,997 + 0,979}{2}\right) 14,0 = 0,17 \text{ kkal/kg.} \end{aligned}$$

Perhitungan untuk tingkat-tingkat turbin sesudah ekstraksi yang keempat.

Jumlah uap yang mengalir melalui tingkat keempat belas

$$G_{14} = G_{13} - G_{\text{eks}}^{\text{IV}} = 39,85 - 2,9 = 36,95 \text{ kg/detik.}$$

Kalor uap total sebelum nosel tingkat keempat belas

$$\begin{aligned} i_0^{\text{XIV}} &= i_0^{\text{XIII}} + h_e^{\text{pr}} - h_f^{\text{XIII}} = 636,80 - 13,60 = \\ &= 623,20 \text{ kkal/kg.} \end{aligned}$$

Pada diagram $i-s$, kalor total pada titik a_{5T} adalah

$$i_{5T} = 570 \text{ kkal/kg.}$$

Penurunan kalor teoretis antara ekstraksi yang keempat dan kelima (potongan $a_5 a_{5T}$)

$$h_{0V} = i_0^{\text{XIV}} - i_{5T} = 623,20 - 570 = 53,20 \text{ kkal/kg.}$$

Kita akan memasang dua tingkat di antara ekstraksi keempat dan kelima sehingga penurunan kalor rata-rata pada setiap tingkat akan sebesar

$$h_0 \text{ rata-rata} = 53,2/2 = 26,6 \text{ kkal/kg.}$$

Karena uap mengembang sangat cepat pada daerah tekanan-rendah, kita harus membuat diameter rata-rata yang lebih besar ataupun derajat reaksi yang lebih tinggi untuk dapat mempertahankan kelengkungan yang baik untuk bentuk turbin.

Untuk tingkat yang keempat belas, akhirnya kita memilih penurunan kalor sama dengan 26,6 kkal/kg.

Perhitungan pendahuluan telah menunjukkan bahwa kita dapat membuat diameter rata-rata untuk nosel dan sudu-sudu masing-masing sebesar 1.500 dan 1.520 mm. Tingkat keempat belas dihitung terinci seperti yang telah dilakukan pada tingkat ketiga belas. Hasil-hasil perhitungan ditunjukkan pada Tabel 7-12.

Tingkat lima belas:

Kondisi uap sesudah sudu-sudu tingkat keempat belas adalah

$$\begin{aligned} i_0^{\text{XV}} + h_e^{\text{pr}} &= i_0^{\text{XIV}} - h_f^{\text{XIV}} = 623,2 - 21,21 = \\ &= 601,99 \text{ kkal/kg.} \end{aligned}$$

Kalor total uap sebelum nosel tingkat kelima belas adalah

$$\begin{aligned} i^{\text{XV}} &= (i_0^{\text{XV}} + h_e^{\text{XIV}}) - h_c^{\text{XIV}} = 601,99 - 1,11 = \\ &= 600,88 \text{ kkal/kg.} \end{aligned}$$

Tekanan sebelum nosel akan menjadi 0,74 ata dan fraksi kekeringan $x_1 = 0,939$.

Jika kecepatan keluar pada tingkat keempat belas dimanfaatkan pada tingkat yang berikutnya, tekanan sebelum tingkat kelima belas akan menjadi

$$p^{\text{XV}}_{\text{fiktif}} = 0,76 \text{ ata.}$$

Penurunan kalor teoretis dari 0,74 menjadi 0,34 atau dari diagram $i-s$ adalah

$$h_a^{XV} = i_a^{XV} - i_{11}^{XV} = 600,88 - 573,3 = 27,58 \text{ kkal/kg.}$$

Derajat reaksi diandaikan sebesar $Q = 20\%$. Penurunan kalor pada nosel $h_{01}^{XV} = 0,8 \times 27,58 = 22,00 \text{ kkal/kg.}$

Penurunan kalor pada sudu-sudu gerak $h_{02}^{XV} = 27,58 - 22,00 = 5,58 \text{ kkal/kg.}$

Energi yang tersedia teoretis pada nosel adalah

$$h_{01}^{XV} + h_e^{XIV} = 22,00 + 1,11 = 23,11 \text{ kkal/kg.}$$

Dari diagram $i-s$ tekanan sesudah nosel adalah

$$p_1' = 0,39 \text{ ata.}$$

Tekanan kritis $p_{kr} = 0,577 \times 0,76 = 0,438$ ata yang menunjukkan bahwa kecepatan yang diperoleh akan berada di atas nilai kritis. Oleh sebab itu kita harus memakai nosel konvergen dengan ekspansi di atas kritis terjadi pada bagian sisi keluarnya yang miring.

Kandungan kalor uap hingga ke tekanan kritisnya (dari diagram $i-s$) adalah

$$i_{kr} = 582,2 \text{ kkal/kg.}$$

Penurunan kalor teoretis hingga ke tekanan kritis adalah

$$h_{0\text{ kr}} = i_0^{XV} - i_{kr} = 600,88 - 582,20 = 18,68 \text{ kkal/kg.}$$

Kecepatan kritis pada leher nosel

$$c_{kr} = 91,5 \sqrt{h_{0\text{ kr}} + h_e^{pr}} = 91,5 \sqrt{19,79} = 407 \text{ m/det.}$$

Volume spesifik uap pada leher $v_{kr} = 3,52 \text{ m}^3/\text{kg.}$

Kecepatan uap pada sisi keluar nosel

$$c_1 = 91,5\varphi \sqrt{h_{01} + h_e^{pr}} = 91,5 \times 0,975 \sqrt{23,11} = 429 \text{ m/detik.}$$

di mana $\varphi = 0,975$ (dari Gambar 5-2).

Kecepatan teoretis uap pada sisi keluar nosel

$$c_{1t} = c_1/\varphi = 429/0,975 = 440 \text{ m/detik.}$$

Kerugian-kalor pada nosel

$$h_u = (1 - \varphi^2) c_{1t}^2 / 8,378 = (1 - 0,975^2) 440^2 / 8,378 = 1,13 \text{ kkal/kg.}$$

Volume spesifik uap sesudah nosel $v = 4,02 \text{ m}^3/\text{kg.}$ Penyimpangan semburan uap pada daerah yang miring sisi keluar nosel

$$\sin \alpha_1' = \frac{c_{kr}}{c_1} \frac{v_{kr}}{v} \sin \alpha_1 = \frac{407}{429} \times \frac{4,02}{3,52} \sin 16^\circ = 0,299;$$

$$\alpha_1' = 17^\circ 30' \text{ dan}$$

$$\omega = \alpha_1' - \alpha_1 = 17^\circ 30' - 16^\circ = 1^\circ 30'.$$

Tinggi sisi keluar nosel

$$l_0 = \frac{G_{XV} v_{kr}}{\pi \times d_{rata-rata} c_{kr} \sin 16^\circ} = \frac{36,95 \times 3,52 \times 10^3}{\pi \times 1,58 \times 407 \times 0,2756} = 234 \text{ mm.}$$

Semua besaran lainnya ditentukan seperti yang telah dilakukan untuk tingkat-tingkat yang sebelumnya (Tabel 71-12).

Tingkat-tingkat sesudah ekstraksi yang kelima:

$$G_{XVI} = G_{XVII} = G_{XV} - G_{eks}^V = 36,95 - 2,72 = 34,23 \text{ kg/detik}$$

$$p_{eks}^V = p_0^{XVI} = 0,34 \text{ ata;}$$

$$x_0^{XVI} = 0,913, i_0^{XVI} = 578,16 \text{ kkal/kg dan}$$

$$i_0^{XVI} + h_e^{pr} = 580,21 \text{ kkal/kg.}$$

Kalor total uap pada titik i_{6r} adalah

$$i_{6r} = 512,70 \text{ kkal/kg.}$$

Penurunan kalor teoretis pada tingkat yang terakhir

$$h_{0v1} = i_0^{XVI} - i_{6r} = 578,16 - 512,70 = 65,46 \text{ kkal/kg.}$$

Dengan mengandaikan bahwa terdapat dua tingkat dengan penurunan kalor yang semakin membesar ke arah belakang, maka akan kita peroleh dua cakram (baik untuk nosel maupun sudu-sudu gerak) dengan diameter rata-rata yang besar dan derajat reaksi yang cukup besar.

Untuk tingkat yang keenam belas kita akan mengandaikan penurunan kalor sebesar $h_0^{XVI} = 31,96 \text{ kkal/kg}$, diameter rata-rata nosel adalah 1.750 mm dan diameter rata-rata untuk sudu-sudu adalah 1.780 mm.

Perhitungan untuk tingkat keenam belas dilakukan sama seperti yang sebelumnya dan hasil-hasilnya diberikan pada Tabel 7-12.

Tingkat ketujuh belas:

Perhitungan pendahuluan telah menunjukkan bahwa pada nosel dan sudu-sudu gerak tingkat terakhir, uap bergerak dengan kecepatan yang lebih tinggi dari nilai kritisnya. Jadi tingkat ini akan dihitung lebih terinci lagi.

Kondisi uap sebeforem tingkat ini dinyatakan oleh tekanan 0,128 ata, fraksi kekeringan 0,884 dan kalor total adalah

$$i_0^{XVII} = (i_0^{XVI} + h_e^{XV}) - (h_i^{XVI} + h_e^{XVI}) = 580,21 - (24,57 + 2,94) = 552,70 \text{ kkal/kg}$$

sehingga

$$i_0^{XVII} + h_e^{XVI} = 552,7 + 2,94 = 555,64 \text{ kkal/kg.}$$

Tekanan fiktif $p_{\text{fiktif}} = 0,14$ ata.

Penurunan kalor teoretis pada tingkat ini adalah $h_0^{XVII} = i_0^{XVII} - i_{1r}^{XVII} = 552,7 - 518,8 = 33,9 \text{ kkal/kg}$, di mana $i_{1r}^{XVII} = 518,8$ -kalor total uap sesudah sudu-sudu gerak (dari diagram $i-s$).

Dengan mengandaikan derajat reaksi sebesar 50%, penurunan kalor pada nosel akan menjadi

$$h_{01}^{XVII} = 0,50 \times 33,90 \approx 17,00 \text{ kkal/kg.}$$

dan pada sudu-sudu gerak

$$h_{02}^{XVII} = h_0^{XVII} - h_{01}^{XVII} = 33,9 - 17,0 = 16,9 \text{ kkal/kg.}$$

Energi yang tersedia pada nosel adalah sama dengan

$$h_{01}^{XVII} + h_e^{pr} = 17,0 + 2,94 = 19,94 \text{ kkal/kg.}$$

Dari diagram $i-s$, tekanan sesudah nosel

$$p_1 = 0,074 \text{ ata.}$$

Tekanan kritis untuk kelompok nosel ini

$$p_{kr}^n = 0,577 \times 0,14 = 0,809 \text{ ata.}$$

Kalor total pada tekanan kritis

$$i_{kr}^n = 538,8 \text{ kkal/kg.}$$

Penurunan kalor pada nosel hingga ke tekanan kritis

$$h_{0kr}^{XVII} = i_0^{XVII} - i_{kr}^n = 552,7 - 538,8 = 13,9 \text{ kkal/kg.}$$

Energi yang tersedia teoretis untuk penurunan tekanan hingga ke tekanan kritis sama dengan

$$h_{0kr}^{XVII} + h_e^{pr} = 13,9 + 2,94 = 16,84 \text{ kkal/kg.}$$

Kecepatan kritis

$$c_{kr} = 91,5 \sqrt{16,84} = 375,5 \text{ m/detik.}$$

Kecepatan uap pada sisi keluar nosel

$$c_1 = 91,5 \times 0,975 \sqrt{19,94} = 398 \text{ m/detik}$$

dan $c_{1r} = 398/0,975 = 409 \text{ m/detik}$.

Kerugian kalor pada nosel

$$h_n = (1 - 0,975^2) 409^2 / 8.378 = 0,98 \text{ kkal/kg.}$$

Volume spesifik uap sesudah nosel

$$v_1 = 18,1 \text{ m}^3/\text{kg.}$$

Volume spesifik uap pada tekanan kritis

$$v_{kr} = 16,8 \text{ m}^3/\text{kg.}$$

Penyimpangan semburan uap di daerah yang miring sisi keluar nosel:

$$\begin{aligned} \sin \alpha_1 &= \frac{375,5}{398} = \frac{18,1}{16,8} \sin 22^\circ = 0,383; \\ \alpha_1 &= 22^\circ 30' \text{ dan } \omega = 22^\circ 30' - 22^\circ = 30^\circ \end{aligned}$$

Tinggi nosel pada bagian leher

$$l_0 = \frac{34,23 \times 16,8 \times 10^3}{\pi \times 2,0 \times 375,5 \sin 22^\circ} = 650 \text{ mm.}$$

yang sangat sesuai untuk bentuk turbin.

Dari segitiga kecepatan, kita peroleh

$$\omega_1 = 162 \text{ m/detik; } \beta_1 = 70^\circ 20'$$

Energi kecepatan 1 kg uap pada sisi masuk ke sudu-sudu gerak yang dinyatakan dalam satuan kalor adalah sama dengan

$$h_{w_1} = \omega_1^2 / 8.378 = 162^2 / 8.378 = 3,14 \text{ kkal/kg.}$$

Dengan melukiskan ekivalensi energi kecepatan ini pada diagram $h-s$ (Gambar 7-24) kita peroleh tekanan fiktif p_{fiktif}^b sebelum sudu-sudu gerak

$$p_{fiktif}^b = 0,081 \text{ ata.}$$

Teakan kritis dan volume spesifik uap pada bagian leher sudu-sudu gerak adalah

$$p_{kr}^b = 0,577 \times 0,081 = 0,0467 \text{ ata; } v_{kr}^b = 27,5 \text{ m}^3/\text{kg.}$$

Kalor total uap pada tekanan kritis pada bagian leher sudu

$$h_{kr}^b = 523,5 \text{ kkal/kg (dari diagram } h-s).$$

Penurunan kalor hingga ke tekanan kritis

$$\begin{aligned} h_{0kr}^b &= i_0^{XVII} - h_{01}^{XVII} + h_{11}^{XVII} - h_{kr}^b = 552,7 - 17,0 + \\ &+ 0,98 - 523,5 = 13,18 \text{ kkal/kg.} \end{aligned}$$

Energi yang tersedia teoretis pada sudu-sudu gerak hingga ke tekanan kritis

$$h_{0kr}^b + h_{w_1} = 13,18 + 3,14 = 16,32 \text{ kkal/kg.}$$

Kecepatan kritis pada bagian leher sudu-sudu gerak $\omega_{kr} = 91,5 \sqrt{16,32} = 370 \text{ m/detik}$.

Tinggi sudu-sudu gerak

$$l_2 = \frac{34,23 \times 27,5 \times 10^3}{\pi \times 2,03 \times 370 \sin 36^\circ} = 680 \text{ mm.}$$

yang sesuai dengan kebutuhan akan kelengkungan yang mulus untuk bentuk turbin.

Kecepatan relatif teoretis pada sisi keluar sudu-sudu gerak $w_{2r} = \sqrt{162^2 + 16,9 \times 8.378} = 409 \text{ m/detik}$. Kecepatan relatif aktual $w_2 = \psi w_{2r} = 0,915 \times 409 = 375 \text{ m/detik}$. Dengan mengandaikan $\beta_2 = 36^\circ$ kita akan memperoleh penyim-

pangan semburan uap pada bagian yang miring sisi keluar sudu-sudu gerak:

$$\sin \beta_2' = \frac{370}{375} \times \frac{32}{27,5} \sin 36^\circ = 0,675;$$

$$\beta_2' = 42^\circ 30'; \quad \omega = 42^\circ 30' - 36^\circ = 6^\circ 30'.$$

Dari segitiga kecepatan, kita peroleh

$$c_2 = 257 \text{ m/detik dan } \alpha_2 = 99^\circ.$$

Perbandingan $d/l_2' = 2.030/680 = 2,98$ yang masih diizinkan.

Perhitungan selebihnya dilakukan seperti yang dilakukan pada hal-hal yang sebelumnya. Hasil-hasil perhitungan itu ditabelkan pada Tabel 7-12.

Dari Tabel 7-12, kita peroleh penurunan kalor yang dimanfaatkan untuk melakukan kerja mekanis $\Sigma h_i = 276,39$ kkal/kg dan energi-dalam turbin $\Sigma N_i = 48.460$ kW.

Efisiensi-dalam relatif turbin

$$\eta_{\text{ol th}} = \frac{\Sigma h_i}{H_{\text{ol th}}} = 276 \times 39/334 = 0,828,$$

yang 0,6% lebih besar daripada nilai yang diandaikan sebelumnya.

Sewaktu melakukan perhitungan kalor, peneratan uap dari perapat labirin ujung sebelah tekanan-tinggi ke dalam ekstraksi ketiga ruang uap telah diperhitungkan. Untuk semua tingkat yang bermula dari yang kesebelas sampai ketujuh belas (termasuk keduanya), jumlah uap yang mengalir melalui tingkat-tingkat tersebut telah bertambah sebanyak 0,49 kg/detik yang menghasilkan daya tambahan pada daya yang dibangkitkan oleh turbin, yang sama dengan

$$\Delta N_i = \frac{427 \Delta G_{\text{perapat}} \sum_{\text{XI}}^{\text{XVII}} h_i}{102} = \frac{427 \times 0,49 \times 130,43}{102} = 280 \text{ kW},$$

di mana

$$\sum_{\text{XI}}^{\text{XVII}} h_i = 14,15 + 13,83 + 13,6 + 21,21 + 21,78 + 24,57 + 21,73 = 130,43 \text{ kkal/kg}.$$

Daya-dalam yang dihasilkan oleh turbin dengan mengabaikan daya tambahan dari sistem peneratan perapat gland

$$N_i^T = \Sigma N_i - \Delta N_i = 48.460 - 280 = 48.180 \text{ kW}.$$

Daya yang dihasilkan pada terminal-terminal generator

$$N_e = N_i^T \eta_m \eta_g = 48.180 \times 0,995 \times 0,96 = 45.900 \text{ kW}.$$

Perbedaan antara besarnya daya yang dihitung pada terminal-terminal generator dengan besarnya yang diandaikan adalah 900 kW yang dengan demikian kesalahannya adalah 2%.

Karena efisiensi-dalam yang dihitung untuk turbin ternyata 0,6% lebih besar daripada nilai yang diandaikan (0,828 - 0,822), kesalahan desain total adalah $2 - 0,6 = 1,4\%$ yang masih dapat diizinkan. Jadi desain di atas dianggap desain memuaskan untuk turbin yang bekerja pada parameter-parameter yang ditetapkan.

Bab Delapan

PRESTASI TURBIN PADA BEBAN-BEBAN YANG BERVARIASI

8.1. KONDISI OPERASI

Kapasitas pada mana turbin beroperasi dengan kalor spesifik minimum per kW, dan akibatnya, dengan efisiensi mutlak maksimum dikenal sebagai kapasitas yang paling ekonomis untuk turbin tersebut.

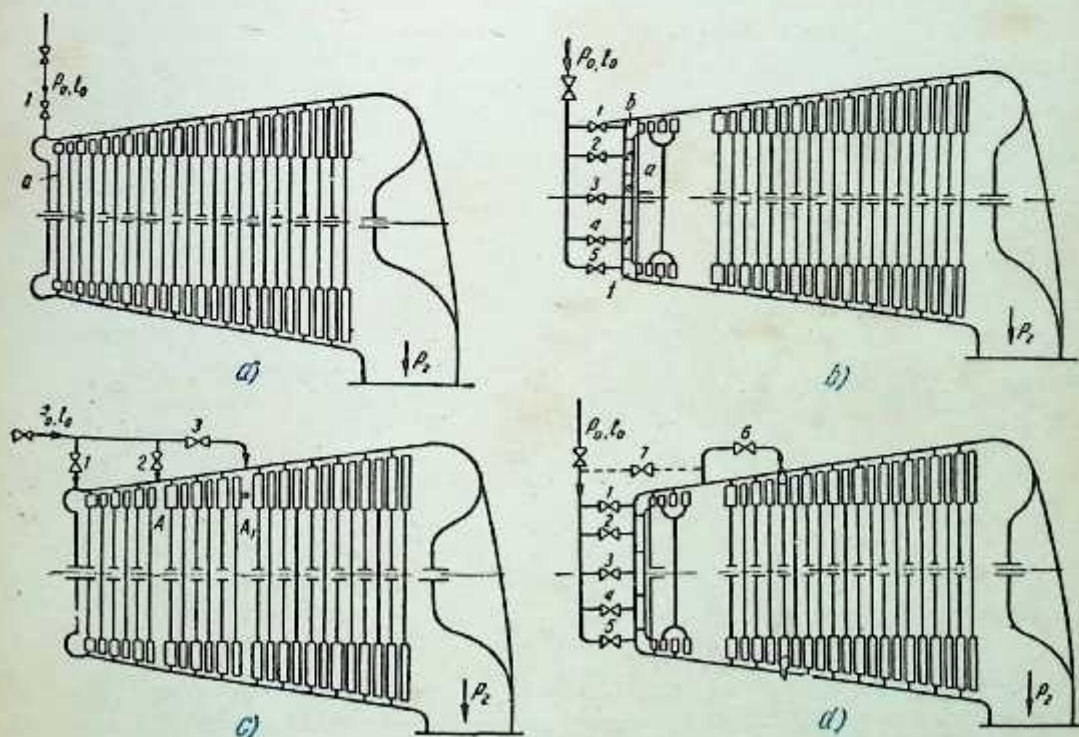
Kapasitas batas pada mana turbin dapat beroperasi dikenal sebagai kapasitas nominal turbin tersebut. Tergantung pada jenis turbin, kapasitas nominal dapat saja sama dengan atau lebih besar daripada kapasitas yang paling ekonomis sebesar 10 sampai 25%.

Adalah biasa untuk melakukan pendesainan termal turbin berdasarkan kapasitas yang paling ekonomis yang diinginkan untuk turbin yang dimaksud. Dengan maksud untuk mendapatkan distribusi penurunan kalor yang memuaskan digunakan perbandingan $(u/c_1)_{opt}$.

Kapasitas turbin dapat, sewaktu beroperasi, bervariasi dalam batas-batas yang luas dari keadaan tanpa beban sampai beban penuh. Daya bervariasi yang dihasilkan, yang tergantung pada beban-beban pada turbin, terutama dicapai dengan memvariasikan jumlah uap yang melewati turbin, D_0 , dan penurunan kalor H'_0 [Persamaan-persamaan (7-52) dan (7-58)].

Metode utama pengaturan adalah sebagai berikut:

- 1) Dengan mencekik uap segar pada sisi masuk ke turbin (pengaturan dengan pengecilan).
- 2) Dengan memvariasikan jumlah pembukaan katup ke tingkat pengatur turbin (pengatur dengan pengendalian nosel).
- 3) Dengan mensuplai uap segar langsung ke satu atau lebih tingkat-tengah turbin (pengaturan dengan langkauan dalam).



Gambar 8-1. Metode-metode pensuplai uap ke turbin.

4) Dengan melangkaukan (bypass) uap dari satu tingkat tengah ke tingkat yang lainnya (pengaturan dengan langkauan dalam).

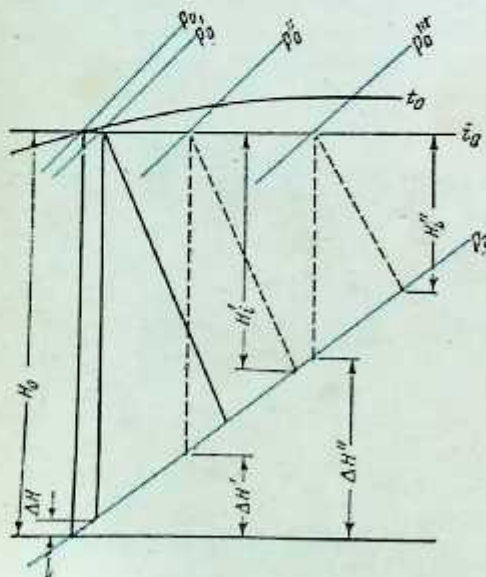
Di samping katup pengatur, satu atau dua katup stop otomatis dipasang juga sebelum turbin. Jika uap dialirkan ke turbin melalui satu pipa utama uap, satu katup stop otomatis saja sudah cukup. Akan tetapi, jika jumlah uap yang mengalir ke turbin lebih besar dari 200 sampai 250 ton/jam, maka dua katup stop lebih disukai. Pada kondisi operasi, tanpa memperhatikan beban turbin, katup ini tetap dibuat dalam keadaan terbuka penuh. Beberapa metode pensuplaian uap ke turbin ditunjukkan pada Gambar 8-1.

8.2. PENGATURAN DENGAN PENCEKIKAN

Pada pengaturan dengan pengecekan (throttle governing) (Gambar 8-1a) uap dialirkan ke semua nosel yang ditempatkan sepanjang perifer (keliling) secara serentak. Pengaliran uap ke nosel dapat dicapai melalui satu atau dua pembukaan katup serentak. Pada turbin kapasitas-besar tekanan-tinggi yang beroperasi pada temperatur awal yang sangat tinggi yang dibuat akhir-akhir ini, uap dialirkan ke turbin melalui pipa utama yang sampai mencapai empat saluran terpisah yang masing-masing mempunyai katup pengecek.

Jika uap segar memasuki turbin hanya melalui katup pengecek 1, maka katup itu akan membuka hingga kepembukaan maksimumnya hanya bila turbin beroperasi pada beban penuh. Dalam hal-hal yang demikian, konsumsi uap untuk kapasitas nominal ataupun kapasitas yang paling ekonomis akan berimpit. Selama pembebanan parsial (tidak penuh), katup pengecek hanya terbuka sebagian saja; jadi pada beban paraisal. Dengan penambahan derajat pengecekan, kapasitas turbin akan turun dan kerugian-kerugian an-kerugian kalor yang menyebabkan pengurangan efisien turbin.

Gambar 8-2 menunjukkan proses pengecekan pada diagram $i-s$. Garis tebal menggambarkan proses penurunan kalor pada beban nominal dan garis putus-putus menggambarkan proses penurunan kalor pada beban parsial. Dengan penambahan derajat pengecekan kapasitas turbin akan turun dan kerugian-kerugian yang diakibatkan oleh pengecekan akan naik yang berbanding langsung dengan pengurangan beban. Penurunan kalor teoretis pada beban-beban kecil akan menurun dengan tajam sehingga efisiensi pada beban-beban kecil adalah sangat rendah dan tidak ekonomis.



Gambar 8-2. Pengaturan dengan pengecekan uap segar pada diagram $i-s$.

8.3. PENGATURAN DENGAN PENGENDALIAN NOSEL

Pada sistem pengaturan dengan pengendalian nosel, uap segar memasuki nosel tingkat pertama melalui beberapa (3 sampai 10) katup yang dikenal sebagai katup nosel atau katup pengatur. Susunan secara diagram sistem yang demikian dengan lima katup ditunjukkan pada Gambar 8-1b. Setiap katup peng-

dali nosel mengatur pensuplaian uap ke kelompoknya. Pada kondisi beban penuh semua katup pengatur adalah dalam keadaan terbuka penuh, derajat pemasukan parsial (degree of partial admission) biasanya lebih kecil dari satu ($\epsilon \ll 1$).

Jika beban pada turbin bervariasi, katup-katup nosel terbuka atau tertutup dalam urutan yang tertentu dan dengan demikian derajat pemasukan parsial akan bervariasi terhadap beban yang diberikan pada turbin. Jika katup pengatur ini dalam keadaan terbuka sebagian, pencekikan akan terjadi seperti halnya pada sistem pengaturan dengan pencekikan; tetapi, karena melalui setiap katup pengatur hanya sebagian uap yang mengalir, kerugian yang diakibatkan oleh pencekikan, di mana semua uap yang mengalir ke turbin harus mengalami pencekikan dalam derajat yang sama. Efisiensi turbin dengan pengaturan pengendalian nosel ternyata lebih stabil pada beban-beban yang bervariasi daripada bila turbin beroperasi pada pengaturan dengan pencekikan.

8.4. PENGATURAN DENGAN PELANGKAUAN

Sebagai kaidah yang berlaku untuk turbin dengan pengaturan pencekikan adalah biasa untuk memakai sistem pengaturan pelangkauan (bypass governing) (Gambar 8-1, c), demikian juga halnya dengan turbin reaksi. Katup cekik utama mengalirkan uap ke nosel tingkat pertama ($\epsilon = 1$). Biasanya turbin akan menghasilkan kapasitas yang paling ekonomis jika katup cekik utama ini dalam keadaan terbuka penuh. Tekanan sebelum nosel tingkat pertama dalam hal ini akan mencapai nilai maksimumnya, yang akan tetap konstan untuk setiap penambahan besar beban hingga mencapai beban nominalnya. Suplai uap yang bertambah besar untuk mencukupi beban-beban yang lebih besar daripada beban yang ekonomis hingga ke beban nominal, dicapai dengan jalan mengalirkan uap segar langsung ke satu atau lebih tingkat-tengah turbin (Gambar 8-1c; ruang A, A_1).

Jika uap segar masuk ke ruang uap pada A, akan ada kenaikan tekanan uap yang dengan segera menyebabkan kenaikan massa alir melalui semua tingkat yang berikutnya. Kapasitas turbin akan naik sekalipun jumlah uap yang mengalir pada beberapa tingkat hingga ke ruang langkau menurun. Jika turbin dilengkapi dengan katup langkau-tunggal 2, daya yang dihasilkan oleh turbin mencapai nilai nominalnya hanya bila katup berada pada posisi pembukaan maksimumnya (tekanan pada ruang langkau A mencapai nilai batas tertentu). Bila turbin dilengkapi dengan dua katup langkau (Gambar 8-1c), kapasitas nominal dicapai hanya jika katup langkau yang kedua terbuka penuh. Massa alir uap melalui semua tingkat yang letaknya sesudah ruang langkau A_1 akan naik dan pada waktu yang bersamaan aliran melalui tingkat-tingkat sebelum ruang langkau itu akan menurun. Akan tetapi, kenaikan daya yang dihasilkan pada tingkat-tingkat sesudah ruang langkau terjadi pada laju yang jauh lebih cepat daripada pengurangan yang terjadi pada tingkat-tingkat sebelum ruang langkau A_1 , sehingga akibat yang nyata adalah kenaikan kapasitas hingga ke kapasitas nominalnya. Pada beban-beban nominal tekanan uap pada ruang A harus lebih rendah daripada tekanan sebelum nosel tingkat pertama; dan tekanan di dalam ruang A_1 harus lebih rendah daripada tekanan yang ada di dalam ruang A, sehingga jumlah uap yang cukup terus mengalir melalui beberapa tingkat yang pertama, yang bersama dengan uap tersebut, membawa kalor yang dihasilkan pada tingkat-tingkat yang beroperasi tanpa beban (idle) (bila terdapat tekanan-lawan, seperti halnya bila dipakai sistem pengaturan langkau, ada kecenderungan bagi aliran uap untuk menumpuk (berhenti mengalir) yang menyebabkan operasi tingkat-tingkat sebelum ruang langkau dalam keadaan tanpa beban). Akan tetapi, pada prakteknya tingkat-tingkat awal ini juga akan menghasilkan daya walaupun hanya dalam jumlah yang kecil.

Dengan pengaturan langkau-luar (external bypass) efisiensi maksimum dicapai pada kapasitas ekonomis, karena pada beban ekonomis ini kerugian pencekikan adalah minimum. Pada beban-beban di luar beban ekonomis ini, efisiensi akan menurun dengan tajam khususnya pada beban parsial (partial load). Untuk turbin dengan pengaturan pencekikan adalah biasa untuk mempunyai unit langkau-tunggal. Akan tetapi, dalam hal-hal yang jarang terjadi, dua bahkan tiga unit langkau dapat juga dipakai.

Walaupun jarang, turbin dengan pengaturan pengendalian nosel juga dilengkapi dengan pengaturan langkau (Gambar 8-1d). Di sini uap dapat dimasukkan serentak baik ke tingkat pengatur pertama maupun ke tingkat ketiga atau bahkan ke tingkat keempat melalui katup 7. Kadang-kadang turbin dengan pengaturan pengendalian nosel dilengkapi dengan pelangkauan uap dari satu tingkat-tengah ke tingkat lainnya (pelangkauan-dalam), yang biasanya dari ruang uap tingkat pertama ke tingkat-tengah (katup 6 pada Gambar 8-1d). Pada Gambar 8-1d pengaturan pelangkauan-luar (external bypassing) ditunjukkan oleh garis putus-putus (katup 7). Baik pengaturan pelangkauan-dalam maupun-luar, sebagaimana biasanya, tidak dipakai serentak.

8.5. HUBUNGAN ANTARA TEKANAN DAN MASSA ALIR UAP PADA TINGKAT-TURBIN PADA KONDISI BEBAN YANG BERVARIASI

Variasi massa alir uap mempengaruhi distribusi penurunan kalor demikian juga dengan tekanan yang terdapat pada tingkat-tingkat turbin. Flugel secara analitis telah membuat suatu hubungan antara massa alir uap dan tekanan pada tingkat turbin, yang untuk kecepatan uap yang lebih rendah daripada kecepatan kritis pada sisi keluar nosel, dapat dinyatakan oleh persamaan

$$\frac{D}{D_0} = \sqrt{\frac{T_0}{T}} \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{p_{10}^2 - p_{20}^2}}, \quad (8-1)$$

di mana D_0 dan D – massa alir uap melalui turbin yang bersesuaian dengan kondisi desain dan beban yang diperhatikan

T_0 dan T – temperatur dalam derajat mutlak ($^{\circ}\text{K}$) pada beban-beban desain dan yang ada

p_{10} dan p_1 – tekanan uap sebelum nosel tingkat pertama atau tingkat sebarang lainnya untuk beban yang didesain dan beban yang sedang diperhatikan;

p_{20} dan p_2 – tekanan uap sesudah sudu-sudu gerak tingkat akhir atau sebarang tingkat lainnya yang bersesuaian dengan beban desain dan beban yang sedang diperhatikan.

Perbandingan $\sqrt{T_0/T}$ biasanya mendekati satu dan dengan demikian modifikasi Persamaan (8-1) berikut dipakai

$$\frac{D}{D_0} = \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{p_{10}^2 - p_{20}^2}}. \quad (8-2)$$

Untuk turbin yang beroperasi dengan kevakuman yang tinggi, besar p_{20} dan p_2 , mengingat nilainya yang kecil, dapat diabaikan.

Jadi untuk turbin kondensasi, kita dapat menuliskan

$$\frac{D}{D_0} = \frac{p_1}{p_{10}}, \quad (8-2a)$$

atau

$$p_1 = \frac{D}{D_0} p_{10}. \quad (8-2b)$$

Dari Persamaan (8-2b) ternyata bahwa untuk turbin kondensasi, tekanan uap sebelum nosel sebarang-tingkat adalah fungsi garis lurus massa alir uap. Persamaan (8-2b) dapat digunakan untuk menentukan tekanan uap pada sebarang turbin, tanpa memperhatikan apakah aliran uap adalah dalam keadaan subsonik (subsonic), ataupun supersonik (supersonic) (dalam hal terakhir ini tidak saja untuk turbin kondensasi tetapi juga untuk turbin tekanan-lawan dan umumnya untuk setiap kelompok tingkat turbin). Persamaan (8-1), (8-2) dan (8-2b) dapat dipakai dengan ketelitian yang cukup untuk tingkat yang terdiri tidak lebih dari tiga tingkat.

Bagaimanapun, dapat diperhatikan bahwa persamaan-persamaan di atas dapat dipakai hanya bila luasan aliran uap untuk semua tingkat kelompok yang diperhatikan itu tetap tidak berubah.

8.6. PENGOPERASIAN TURBIN PADA BEBAN YANG BERVARIASI

Persamaan (8-2b) menunjukkan bahwa tekanan uap pada suatu tingkat akan bervariasi sebanding dengan variasi massa alir uap. Jadi variasi tekanan pada tingkat turbin-kondensasi yang beroperasi pada kevakuman yang tinggi sebagai fungsi massa alir uap dapat digambarkan oleh garis yang memberkas dari titik asal (0,0). Gambar 8-3a menunjukkan garis-garis variasi tekanan untuk empat tingkat-tengah turbin kondensasi. Titik-titik a_1, a_2, a_3 dan a_4 menunjukkan tekanan-tekanan untuk kondisi desain (beban yang ekonomis) sementara titik-titik a'_1, a'_2, a'_3 dan a'_4 menggambarkan tekanan-tekanan pada beban maksimum (beban teruji kontinu yang maksimum).

Variasi tekanan untuk turbin dengan tekanan-lawan atau kevakuman yang berkurang (deteriorated vacuum) sebagai fungsi massa alir uap dapat ditentukan dari Persamaan (8-1) atau dihitung secara pendekatan dari Persamaan (8-2). Jika persamaan-persamaan ini diselesaikan relatif terhadap p_1 , untuk berbagai nilai D dengan $p_2 = p_{20} = \text{konstan}$, kita peroleh

$$p_1 = \sqrt{\frac{T}{T_0} \left(\frac{D}{D_0}\right)^2 (p_{10}^2 - p_{20}^2) + p_2^2} \tag{8-2c}$$

$$p_1 = \sqrt{\left(\frac{D}{D_0}\right)^2 (p_{10}^2 - p_{20}^2) + p_2^2} \tag{8-2d}$$

Jika untuk berbagai nilai D tekanan pada berbagai tingkat dihitung dari salah satu persamaan di atas dan grafiknya dilukiskan untuk p_1 sebagai fungsi D , maka kita akan mendapatkan sekumpulan kurva yang memberkas dari titik b (Gambar 8-3b). Gambar ini menunjukkan kurva variasi tekanan hanya untuk empat tingkat tengah di mana titik b_1, b_2, b_3 dan b_4 menggambarkan tekanan desain dan b'_1, b'_2, b'_3 dan b'_4 -tekanan pada D_{maks} .

Sangat sering dibutuhkan untuk menentukan massa alir uap melalui turbin atau kelompok tingkat untuk tekanan awal yang konstan dan tekanan-lawan yang bervariasi. Dalam hal-hal yang demikian, dengan menyelesaikan Persamaan (8-1) dan (8-2) untuk D , kita peroleh

$$D = D_0 \sqrt{\frac{T_0}{T} \frac{p_1^2 - p_2^2}{p_{10}^2 - p_{20}^2}} \tag{8-2e}$$

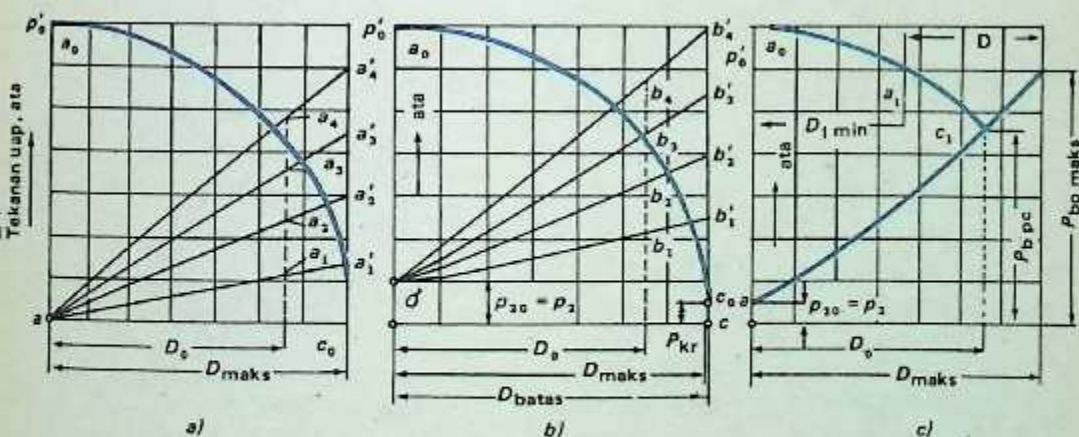
$$D = D_0 \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{p_{10}^2 - p_{20}^2}} \tag{8-2f}$$

Jika diandaikan bahwa $p_1 = p_{10} = \text{konstan}$, maka untuk berbagai tekanan-lawan p_2 , D dapat ditentukan dari salah satu persamaan di atas. Kurva a_0c_0 menggambarkan D sebagai fungsi p_2 untuk turbin kondensasi dan a_0c_0c untuk turbin tekanan-lawan (Gambar 8-3a dan b).

Garis lurus c_0c pada Gambar 8-3b menunjukkan bahwa massa alir batas uap D_{bat} melalui turbin terjadi bila tekanan-lawan dikurangi. Dengan aliran yang demikian, uap pada bagian sisi-keluar nosel maupun sudu-gerak akan mencapai suatu tekanan yang sama dengan tekanan kritis p_{kr} . Jadi, untuk semua tekanan-lawan yang lebih rendah daripada tekanan kritis massa alir melalui turbin, tetap tidak akan berubah.

Dari Persamaan-persamaan (8-1) dan (8-2) setiap besaran yang melingkupi persamaan ini, seperti tekanan pada suatu tingkat, massa alir melalui turbin atau kelompok tingkat dapat ditentukan untuk berbagai kondisi operasi. Sebagai contoh, kita perhatikan pengoperasian turbin kondensasi pada beban yang bervariasi, dengan pengaturan pencekikan yang digabungkan dengan unit pelangkau-tunggal yang dihubungkan dengan ruang uap tingkat keempat. Kita akan mengandaikan bahwa besaran-besaran D_0, D_{maks}, p_{20} , tekanan uap pada ruang langkau p_{10} dan tekanan uap sebelum nosel tingkat pertama $p_{10} = p = p'_0$ diketahui dari perhitungan-perhitungan sebelumnya. Diinginkan untuk menentukan tekanan uap pada ruang langkau dan massa alir uap melalui katup pelangkau untuk semua beban operasi.

Variasi tekanan pada ruang langkau untuk massa alir D antara batas-batas nol dan D_{maks} dengan $p_{20} = p_2$ akan diperoleh dari Persamaan (8-2d)



Gambar 8-3. Variasi tekanan pada tingkat turbin sebagai fungsi massa alir.

$$m = \sqrt{\left(\frac{D}{D_0}\right)^2 (p_1^2 - p_{10}^2) + p_1^2}$$

p_1 sebagai fungsi D ditunjukkan pada Gambar 8-3c (kurva ac_0c). Titik c_0 menggambarkan kondisi operasi yang ekonomis. Garis ac_0 menunjukkan variasi tekanan di dalam ruang langkai untuk aliran uap dari 0 sampai D_0 . Garis c_0c menunjukkan karakter variasi tekanan di dalam ruang langkai untuk aliran uap dari D_0 hingga D_{maks} . Untuk ketiga tingkat yang pertama bila tekanan ruang langkai $p_1 > p_{10}$, massa alir uap $D_1 < D_0$. Besarnya aliran ini diperoleh dari Persamaan (8-2f)

$$D_1 = D_0 \sqrt{\frac{(p_0')^2 - p_1^2}{(p_0')^2 - p_{10}^2}}$$

dari mana ternyata bahwa bila $p_1 = p_0'$ (titik a_0) $D_1 = 0$ dan $D_1 = D_0$ bila $p_1 = p_{10}$ (titik c_0). Dengan menentukan nilai D_1 untuk beberapa tekanan p_1 yang terletak antara p_{10} dan p_0' kita dapat melukiskan kurva $a_0a_1c_0$. Dari grafik terlihat bahwa jumlah aliran uap melalui ketiga tingkat yang pertama, jika p_1 bernilai maksimum ($p_{1 maks}$), (katup langkai terbuka penuh) sama dengan $D_{1 min}$. Jumlah uap yang mengalir melalui tingkat-tingkat yang berada sesudah ruang langkai sama dengan D_{maks} . Aliran uap melalui katup langkai, terbuka penuh, diperoleh sebagai perbedaan $D = D_{maks} - D_{1 min}$. Jika beban yang dialami turbin kurang dari nilai nominal, jumlah uap yang mengalir melalui katup langkai akan diberikan oleh perpotongan antara garis a_1c_0 dan cc_0 .

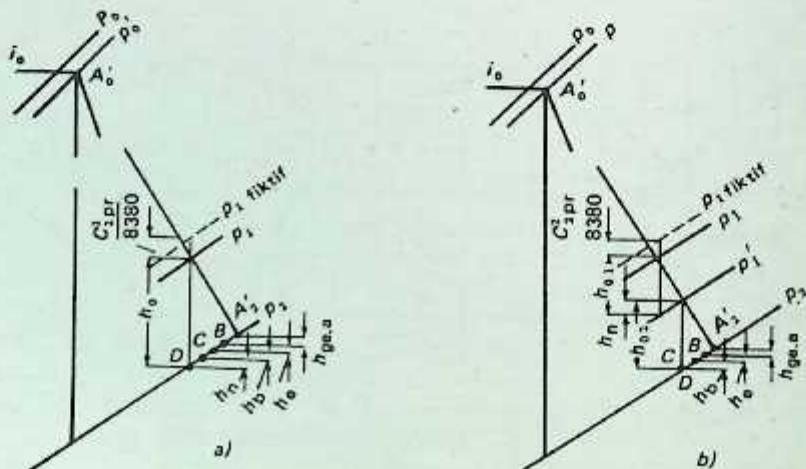
8.7. PERHITUNGAN KALOR UNTUK BEBAN YANG BERVARIASI

Desain turbin untuk kondisi beban yang bervariasi biasanya dilakukan untuk nilai D yang telah diketahui. Dengan mengandaikan beberapa nilai untuk efisiensi-dalam-relatif η_{rel} , proses penurunan kalor teoretis dapat digambarkan secara kasar pada diagram $i-s$. Kecepatan-kecepatan uap pada berbagai tingkat dapat lebih tinggi atau lebih rendah daripada nilai kritis. Tergantung pada kecepatan aliran uap dari nosel atau sudu pengarah, metode yang berbeda dipakai untuk perhitungan-perhitungan terinci tingkat turbin.

1. Kecepatan Uap Lebih Rendah daripada Kecepatan Kritis

Metode ini didasarkan pada persamaan kontinuitas yang digunakan pada bagian-bagian sisi-keluar nosel dan sudu-gerak. Berbagai ukuran tingkat dihitung dengan urutan yang terbaik, dengan kata lain, bermula dari tingkat yang terakhir. Untuk kondisi uap pada titik A_2' (Gambar 8-4, *a, b*) kerugian akibat gesekan dan pengadukan h_{gesa} dihitung dan dilukiskan ke arah bawah dari titik A_2' (titik B). Untuk tingkat-terakhir turbin kondensasi, kerugian akibat gesekan dan pengadukan tidak seberapa besar dan biasanya dapat diabaikan.

Kerugian akibat kecepatan-keluar lebih dulu diandaikan. Dengan melukiskan kerugian h_n ini pada diagram arah ke bawah dari titik B , kita peroleh titik C . Untuk kondisi uap pada titik C , volume spesifik



Gambar 8-4. Diagram $i-s$ untuk tingkat akhir turbin.

ω_2 ditentukan. Kecepatan ω_2 pada sisi-keluar sudu-gerak ditentukan dari persamaan

$$\omega_2 = \frac{Gv_2}{\pi d l^2 \sin \beta_2}$$

Dengan menggambarkan segitiga kecepatan dari berbagai nilai ω_2 dan β_2 , ditentukan kecepatan c_2 dan kerugian h_c . Bila h_c tidak sama dengan h_o , harus dilakukan. Untuk turbin impuls murni, kerugian kalor pada sudu-gerak ditentukan sebagai h_b dan selanjutnya ditambahkan dari titik C untuk mendapatkan titik D .

Untuk kondisi uap pada titik D , volume spesifik v_1 ditentukan untuk bagian-bagian sisi-keluar nosel. Kecepatan c_1 diperoleh dari persamaan

$$c_1 = \frac{Gv_1}{\pi d l \sin \alpha_1}$$

Selanjutnya ditentukan kerugian kalor pada nosel h_n ; dengan mengukur kerugian ini ke arah bawah dari titik D , diperoleh titik E (Gambar 8-4a). Nilai numerik energi yang tersedia teoretis $c_1^2/8.378\varphi^2 = h_{n0} + c_{2pr}^2/8.378$ kemudian dilukiskan vertikal dari titik E ke titik A_1 seperti yang ditunjukkan pada Gambar 8-4a.

Kecepatan ω_1 diperoleh dari segitiga kecepatan. Jika ternyata bahwa $\omega_1 = \psi\omega_2$, maka perhitungan untuk tingkat ini sudah dianggap memuaskan. Jika nilai ω_1 yang diperoleh dari kondisi kontinuitas lebih kecil dari $\psi\omega_2$, maka penampang sisi-keluar sudu-gerak tidak akan sepenuhnya diisi oleh uap yang mengalir. Dalam hal yang demikian, adalah suatu hal yang perlu untuk menentukan kecepatan sisi-keluar aktual uap $\omega_{1akt} = \psi\omega_1$ dan dengan menggambarkan segitiga kecepatan dengan nilai ω_{1akt} yang diketahui ini, carilah nilai c_2 , efisiensi dan semua kerugian yang terjadi pada tingkat tersebut.

Perhitungan-perhitungan untuk tingkat-tingkat selanjutnya dilakukan dengan cara yang sama. Jika dianggap bahwa kecepatan-keluar (carry-over) dari tingkat sebelumnya tidak dimanfaatkan pada tingkat yang berikutnya, maka titik A_1 haruslah ditempatkan pada garis tekanan aktual bukan pada tekanan fiktif. Bila kecepatan keluar dipakai untuk tingkat yang berikutnya, titik A_1 harus ditempatkan pada isobar fiktif, p_{1akt} , seperti yang ditunjukkan pada Gambar 8-4a. Dalam hal-hal yang sedemikian bila tekanan aktual sebelum nosel harus ditentukan, kecepatan-keluar harus diandaikan terlebih dulu, sehingga dengan mengukur besarnya $c_{2pr}^2/8.378$ ke arah dari titik A_1 , akan kita peroleh tekanan aktual yang ada sebelum nosel. Ketelitian pengandaian itu dapat diperiksa sewaktu menghitung tingkat yang berikutnya.

Kebanyakan turbin impuls yang sekarang ini mempunyai jumlah reaksi tertentu pada sudu-geraknya. Di sini perhitungan sudu-gerak akan dilakukan dengan cara yang sama dengan yang telah dijelaskan di atas.

Untuk perhitungan-perhitungan nosel, adalah perlu untuk mengandaikan penurunan kalor yang akan terjadi pada sudu-gerak h_{o2} dan mengukur nilai ini dari titik D , seperti yang ditunjukkan pada Gambar 8-4b, ke arah atas hingga memotong garis isobar p'_1 . Untuk kondisi uap yang bersesuaian dengan titik perpotongan h_{o2} dan p'_1 , volume spesifik v_1 diperoleh yang kemudian dengan nilai ini kecepatan c_1 dapat dihitung. Kecepatan ω_1 diperoleh dari segitiga kecepatan yang digambarkan dari data c_1 dan α_1 .

Penurunan kalor aktual yang terjadi pada sudu-sudu gerak diperoleh dari persamaan

$$h_{o2} = \frac{1}{8.378} \left[\left(\frac{\omega_2}{\psi} \right)^2 - \omega_1^2 \right]$$

Jika nilai h_{o2} yang diperoleh dari persamaan di atas berbeda dengan nilai yang diandaikan, adalah perlu untuk mendapatkan penaksiran yang kedua bahkan yang ketiga bila memang diperlukan.

Penurunan kalor pada nosel diperoleh dari persamaan

$$h_{o1} = \frac{1}{8.378} \left[\left(\frac{c_2}{\varphi} \right)^2 - c_{2pr}^2 \right]$$

di mana c_{2pr} — kecepatan uap pada sisi-keluar tingkat yang sebelumnya (kecepatan-keluar).

Selanjutnya kerugian nosel h_n dihitung dan dilukiskan pada diagram $i-s$ sepanjang garis isobar p'_1 (ke bawah).

Energi yang tersedia teoretis dilukiskan ke arah atas dari garis tekanan konstan p'_1 . Besarnya $c_{2pr}^2/8.378$ diandaikan terlebih dulu yang dari sini tekanan sebelum nosel tingkat terakhir ditentukan. Perhitungan untuk tingkat-tingkat tengahnya dilakukan dengan cara yang sama dengan perhitungan untuk tingkat terakhir.

2. Kecepatan Uap Di Atas Kecepatan Kritis

Pada kecepatan kritis dan kritis-lanjut (superkritis) perhitungan kalor untuk tingkat turbin dapat dilakukan dengan cara yang berikut ini.

Massa alir uap sebagai fungsi tekanan dapat dinyatakan oleh persamaan yang berikut

$$G = 203f_{min} \sqrt{\frac{p_{1f}}{v_{1f}}} \tag{8-3}$$

di mana p_{1f} dan v_{1f} = tekanan dan volume spesifik uap aktual sebelum nosel sebarang tingkat bila kandungan kalor pada sisi masuk ke nosel adalah sama dengan nol atau tekanan dan volume spesifik uap fiktif bila energi pada sisi masuk ke nosel tidak sama dengan nol (p dalam kg/cm^2 dan v dalam m^3/kg).

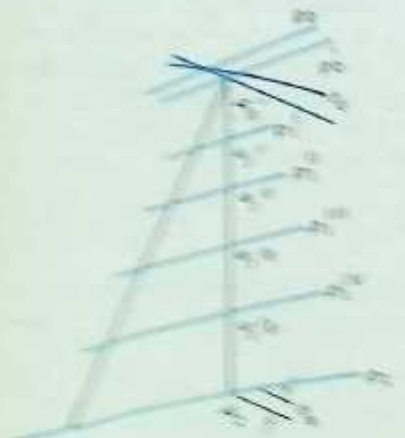
Dari Persamaan (8-3) ternyata bahwa dengan penampang nosel yang tetap tidak berubah, penurunan tekanan p_{1f} akan diikuti oleh kenaikan v_{1f} yang selanjutnya akan menyebabkan penurunan massa-alir G . Jika p_{1f} naik, proses yang sebaliknya akan terjadi, dengan kata lain, v_{1f} berkurang dan terjadi kenaikan massa-alir uap. Persamaan (8-3) selanjutnya dapat dinyatakan seperti

$$\frac{p_{1f}}{v_{1f}} = \left(\frac{G}{203f_{min}} \right)^2 \tag{8-4}$$

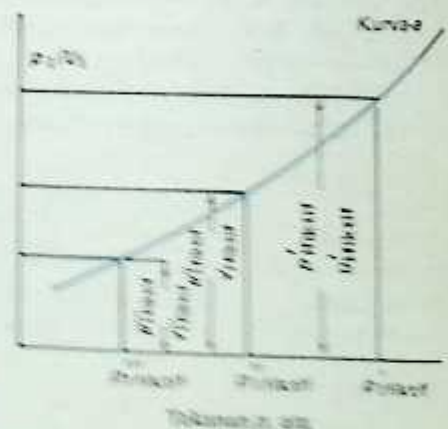
Dengan mengetahui luas penampang leher untuk nosel (f_{min}) dan massa alir G melalui turbin, perbandingan p_{1f}/v_{1f} dapat ditentukan untuk semua tingkat turbin.

Tekanan sebelum nosel ditentukan dengan bantuan grafik bantu. Grafik bantu ini dilukiskan dengan terlebih dahulu beberapa nilai efisiensi turbin η_{tj} dan melukiskan proses penurunan kalor tersebut pada diagram $t-s$ (Gambar 8-5). Sejumlah garis isobar dilukiskan pada garis A_0A_2 seperti yang ditunjukkan pada Gambar 8-5 oleh titik-titik $p_0^I, p_1^I, p_{1f}^I, p_{1f}^{II},$ dan seterusnya. Untuk titik-titik keadaan $A_0^I, a_1^I, a_{1f}^I, a_{1f}^{II},$ dan seterusnya, ditentukan volume spesifik uap $v_0^I, v_1^I, v_{1f}^I, v_{1f}^{II},$ dan seterusnya, dan juga perbandingan $p_0^I/v_0^I, p_1^I/v_1^I, p_{1f}^I/v_{1f}^I, p_{1f}^{II}/v_{1f}^{II},$ dan seterusnya. Dari perbandingan yang terakhir disebutkan dan nilai-nilai tekanan sebarang dipindahkan grafik bantu seperti yang ditunjukkan pada Gambar 8-6 (kurva a). Perbandingan p_{1f}/v_{1f} dilukiskan sepanjang absis (yang diperoleh dari Persamaan 8-4) dan tekanan-tekanan sebelum nosel diperoleh sepanjang absis untuk sebarang tingkat yang diketahui, yakni, $p_0^I, p_1^I, p_{1f}^I, p_{1f}^{II},$ dan seterusnya.

Untuk tekanan-tekanan tingkat yang diperoleh itu perhitungan kalor yang terinci dilakukan untuk menentukan berbagai ukuran tingkat, dan pada proses itu kerugian kalor dan efisiensi ditentukan juga.



Gambar 8-5. Proses penurunan kalor untuk turbin tingkat.



Gambar 8-6. Grafik bantu untuk menentukan tekanan sebelum nosel tingkat turbin.

2. Beberapa Cara dalam Perhitungan Penurunan Kalor

Dalam rangka turbin dilakukan berdasarkan kegunaan uap yang selengkap pada berbagai tingkat dan turbin akan ada metode yang disebutkan di atas. Untuk turbin turbin dengan pengaliran penci-

Wakan (throttle governing), tanpa suplai uap lainnya langsung ke satu atau lebih tingkat tengah, dengan kata lain, tanpa pengaturan pelangkauan (bypass governing) yang digabungkan dengan pengaturan pengecekikan tadi, perhitungan kalor untuk setiap tingkat yang mana pun tidak sulit. Akan tetapi, dengan pengaturan pelangkauan, perhitungan kalor untuk beberapa tingkat yang pertama mempunyai beberapa ciri khusus yang berkaitan dengannya; demikian juga halnya dengan perhitungan kalor untuk tingkat pengatur pertama turbin dengan pengaturan pengendalian nosel (nozzle control governing). Untuk turbin pengaturan pengendalian nosel, pada beban-beban di luar yang didesain, beberapa katup pengendali dapat dibuka sebagian (dengan jalan memvariasikan derajat pembukaan untuk katup-katup yang berbeda) sehingga ada efek pengecekikan pada uap yang mengalir melalui katup pengendali. Ciri-ciri khusus ini akan diperhatikan untuk beberapa hal khusus berikut ini:

a) *Turbin dengan Pengaturan Pengecekikan yang Digabungkan dengan Pelangkauan ke Salah Satu Tingkat Tengahnya*

Kita akan mengambil hal turbin yang jelas di mana kapasitas nominal dicapai dengan jalan mensuplai uap segar ke nosel tingkat yang kelima. Kita akan mengandaikan bahwa kondisi-kondisi operasi yang sedang diperhatikan ini adalah sedemikian sehingga massa alir uap melalui turbin adalah D_1 . Perhitungan-perhitungan kalor untuk semua tingkat yang berada sesudah ruang langkau dilakukan berdasarkan persamaan pendekatan.

Jumlah uap yang mengalir ke keempat tingkat yang pertama diberikan oleh persamaan

$$D_2 = D_0 \sqrt{\frac{p_1^2 - (p_2^{1V})^2}{p_{10}^2 - (p_{02}^{1V})^2}} \tag{8-5}$$

di mana p_1, p_{10} - tekanan uap sebelum nosel tingkat pertama pada beban desain dan beban parsial yang diperhatikan (dalam hal yang sekarang ini keduanya hampir sama).

D_0 - jumlah massa alir uap yang dihitung melalui turbin pada beban yang ekonomis.

Jumlah uap yang mengalir melalui katup langkau akan sama dengan

$$D_{1,} = D_1 - D_2.$$

Gambar 8-7 menunjukkan proses penurunan kalor pada diagram $i-s$ untuk kondisi-kondisi beban parsial (partial load) yang diperhatikan di atas (garis putus-putus menunjukkan proses penurunan kalor untuk beban yang didesain dan garis penuh menunjukkan proses pada beban nominal dengan katup langkau yang terbuka penuh).

Kandungan kalor (entalpi) campuran uap sebelum nosel tingkat yang kelima (titik x) diberikan oleh persamaan

$$i_{\text{camp}} = \frac{D_2 i_2^{1V} + D_1 i_0}{D_1} \tag{8-6}$$

Perhitungan-perhitungan terinci keempat tingkat yang pertama harus dilakukan berdasarkan persamaan kontinuitas dan tingkat-tingkat sesudah ruang langkau dengan salah satu metode yang dijelaskan di atas yang bersesuaian dengan kecepatan uap yang ada.

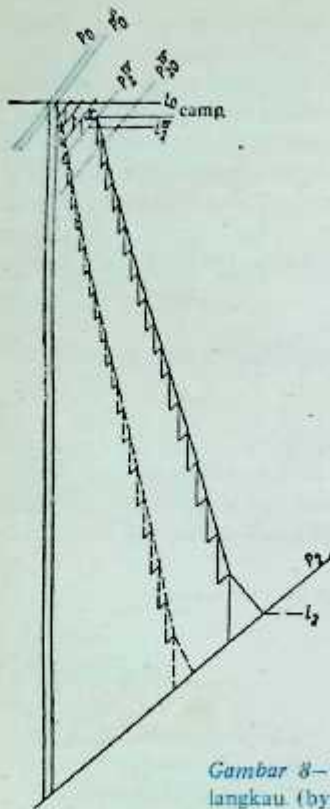
Daya yang dihasilkan oleh turbin untuk kondisi-kondisi operasi yang diperhatikan ini diberikan oleh persamaan

$$N_{\text{et}} = \frac{D_2 (i_0 - i_2^{1V}) + D_1 (i_{\text{camp}} - i_2)}{860} \eta_m \eta_g \tag{8-7}$$

di mana η_m, η_g - efisiensi mekanis dan generator.

b) *Turbin dengan Pengaturan Pengendalian Nosel*

Mari kita perhatikan turbin yang beroperasi pada beban parsial, dengan menganggap bahwa massa alir uap pada beban ini diketahui dan sama dengan D_1 . Perhitungan-perhitungan untuk berbagai tingkat tekanan dilakukan dengan salah satu metode yang telah dijelaskan di atas. Jadi tekanan uap pada ruang tingkat pengatur p_T ditentukan dari perhitungan-perhitungan tingkat tekanan (Gambar 8-8). Garis putus-



Gambar 8-7. Diagram $i-s$ untuk beban-beban yang bervariasi dengan pengaturan langkai (bypass governing).

putus menunjukkan proses penurunan kalor untuk beban yang didesain dan garis penuh untuk beban parsial yang diperhatikan (massa alir sama dengan D_1).

Jumlah uap yang mengalir melalui turbin disetel sedemikian rupa sehingga dua katup pengatur terbuka penuh, dan yang satu lagi terbuka sebagian. Jumlah uap yang mengalir melalui kedua katup yang terbuka penuh, dengan mengandaikan kecepatan kritis uap pada nosel, diberikan oleh persamaan

$$D_{1,2} = 3.600 \times 203 f_{\min 1,2} \sqrt{\frac{p_0}{v_0}}$$

di mana $f_{\min 1,2}$ = penampang leher nosel yang menerima uap dari kedua katup yang pertama.

Jumlah uap yang mengalir melalui katup yang hanya terbuka sebagian akan sama dengan

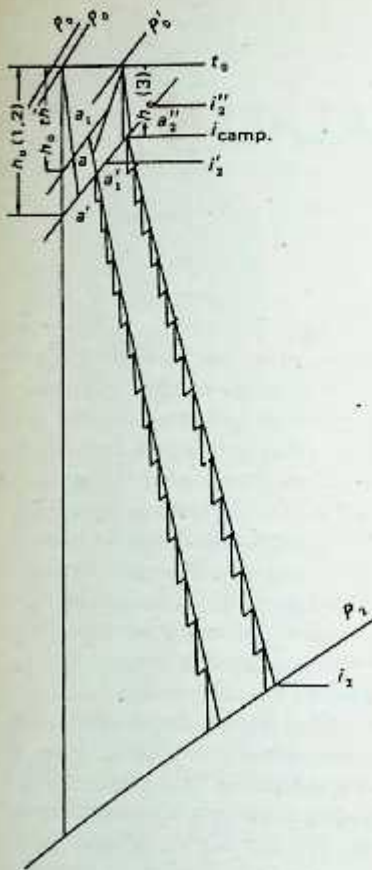
$$\Delta D = D_1 - D_{1,2}$$

Jadi perhitungan-perhitungan tingkat pengatur dibagi menjadi dua bagian: perhitungan untuk kelompok nosel yang dilayani oleh kedua katup yang terbuka penuh, dan kelompok nosel yang dilayani oleh katup yang terbuka sebagian. Penurunan kalor teoretis untuk kelompok nosel yang menerima uap dari kedua katup yang pertama sama dengan $h_{0(1,2)}$, (Gambar 8-8). Berdasarkan penurunan kalor ini, perhitungan-perhitungan dilakukan untuk kelompok nosel dan sudu-gerak yang dilayani oleh kedua katup pertama yang terbuka penuh. Kondisi-kondisi uap sesudah sudu-sudu gerak untuk bagian busur yang ditempati oleh kelompok nosel ini diperoleh dari perhitungan-perhitungan di atas (titik a'_1 , Gambar 8-8). demikian juga dengan entalpi i'_2 .

Untuk kelompok nosel yang kedua, tekanan uap sebelum nosel harus ditentukan terlebih dahulu. Tergantung pada derajat pengeklkan (throttling), kecepatan uap pada sisi keluar nosel dapat saja lebih rendah, sama dengan atau lebih tinggi dari kecepatan kritis. Bila $c_1 \geq c_{kr}$, v_0'' diperoleh dari garis entalpi konstan $i_0 = \text{konstan}$.

Tekanan ini harus memenuhi persamaan

$$p_0'' = \left(\frac{\Delta G}{203 f_{\min 3}} \right)^2 v_0''$$



Gambar 8-8. Diagram $i-s$ untuk beban-beban yang bervariasi dengan pengaturan pengendalian nosel.

di mana $\Delta G = \frac{\Delta D}{3600}$ — massa alir per detik.

f_{min} — penampang leher yang dilayani oleh katup kendali yang terbuka sebagai:

v_0'' — volume spesifik pada tekanan p_0'' .

Penyelesaian persamaan ini dengan dua bilangan yang tidak diketahui besarnya dilakukan dengan metode pendekatan berurut (successive approximation). Dengan mengandaikan terlebih dulu suatu nilai untuk p_0'' , ditentukan v_0'' (dari tabel uap). Nilai-nilai ini selanjutnya disubstitusikan ke dalam persamaan di atas. Bila persamaan itu terpenuhi, nilai yang telah diandaikan untuk p_0'' diambil sebagai nilai yang sudah tepat. Bila tidak, nilai p_0'' yang lain harus diandaikan dan proses yang disebutkan di atas diulangi lagi sampai penyelesaian yang memuaskan diperoleh.

Jika $c_1 < c_{kr}$ perhitungan dilakukan berdasarkan persamaan kontinuitas. Kondisi uap sesudah sudu-gerak diandaikan terlebih dulu. Jika sesudah melakukan perhitungan ternyata kondisi uap sebelum nosel tidak sesuai dengan angka yang telah diandaikan sebelumnya (titik a_0 pada garis $i_0 = \text{konstan}$), pendekatan yang berikutnya harus dilakukan seperti yang telah dijelaskan di atas sampai penyelesaian yang memuaskan diperoleh.

Kondisi-kondisi uap sesudah sudu-sudu gerak untuk bagian busur, yang ditempat oleh kelompok nosel yang ketiga, diberikan oleh titik a_2'' (Gambar 8-8); entalpi untuk kondisi ini adalah i_2'' .

Entalpi campuran uap sebelum nosel tingkat kedua diperoleh dari persamaan

$$i_{camp} = \frac{D_1 i_2'' + \Delta D i_2'}{D_1} \quad (8-8)$$

Daya yang dihasilkan oleh turbin

$$N_{vt} = \frac{D_{1,2} (i_0 - i_2') + \Delta D (i_0 - i_2'') + D_2 (i_{camp} - i_2)}{860} \times \eta_m \eta_g \quad (8-9)$$

di mana i_2 — entalpi uap sesudah sudu-gerak tingkat yang terakhir.

Bab Sembilan

PENGATUR DAN PERALATAN PENGATUR

9.1. KONSEP DASAR

Kerja mekanis yang dilakukan pada poros turbin dikonversikan menjadi energi listrik pada alternator yang dari terminalnya daya listrik disuplai ke konsumen. Jadi perubahan pada kebutuhan konsumen, dengan kata lain, beban pada terminal generator, harus mempengaruhi kerja mekanis yang dikerjakan pada poros turbin. Jika poros turbin dihubungkan langsung atau dengan roda gigi transmisi dengan mekanisme yang digerakkan (pompa, blower, dan lain-lain), perubahan pada beban mekanisme ini harus menyebabkan perubahan langsung pada kerja yang dilakukan pada poros turbin. Turbin harus mempunyai kemampuan untuk beroperasi dengan kestabilan yang cukup dalam jangka yang luas dari keadaan tanpa beban hingga ke beban penuh. Karena ada hubungan langsung antara daya yang dihasilkan oleh turbin dan massa-alir melalui turbin tersebut, maka setiap variasi beban pada terminal generator akan langsung mempengaruhi laju aliran uap, bertambah atau berkurang tergantung pada apakah beban itu bertambah besar atau menurun. Pada kondisi beban yang konstan, ada hubungan yang jelas dan konstan antara momen putar yang dikerjakan oleh sudu-sudu gerak dan jumlah uap yang mengalir melalui turbin. Jika beban berubah, hubungan ini tidak lagi dipenuhi karena momen putar yang dikerjakan telah melebihi beban (dalam hal beban yang berkurang) sehingga akan terjadi kenaikan pada kecepatan putar poros turbin. Proses ini akan berlangsung terus selama mekanisme yang mengendalikan suplai uap ke turbin tidak berperan. Sekali suplai uap menjadi terkendali, momen putar disamakan lagi dengan beban yang dibutuhkan dan kecepatan putar dikembalikan lagi ke angka yang normal. Umumnya persamaan momen untuk rotor alternator-turbo dapat dinyatakan sebagai berikut

$$M_k = M_e + M_{kerug.} + (I_t + I_g) \frac{d\omega}{dt}, \quad (9-1)$$

di mana M_k - momen putar pada kopling turbin, dalam kgm;

M_e - Momen putar yang dikonversikan menjadi energi listrik pada terminal generator, dalam kgm;

$M_{kerug.}$ - momen yang memperlambat putaran pada bantalan yang timbul sebagai akibat gesekan maupun kerugian kalor pada alternator seperti kerugian pengadukan, dan lain-lain, dalam kgm;

I_t, I_g - momen inersia turbin dan rotor alternator, dalam kgm/detik²;

$\frac{d\omega}{dt}$ - percepatan sudut rotor ($d\omega$ - pertambahan yang sangat sedikit pada kecepatan sudut), dalam 1/detik².

Jika turbin beroperasi pada beban yang konstan (rpm yang konstan), percepatan-sudut $d\omega/dt=0$ dan Persamaan (9-1) menjadi

$$M_k = M_e + M_{kerug.} \quad (9-2)$$

yang juga dapat dituliskan sebagai berikut

$$\frac{M_k \omega}{102} = \frac{M_e \omega}{102} + \frac{M_{kerug.} \omega}{102}$$

atau

$$N_k = N_e + N_{kerug.} \text{ (kW)} \quad (9-3)$$

atau sebagai perampatan (generalization).

$$N_e = N_e + N_{kerug.} + (I_t + I_g) \frac{\omega}{102} \frac{d\omega}{dt}, \quad (9-3a)$$

di mana N_k - daya efektif yang dihasilkan pada kopling turbin, kW;

N_e - daya listrik bermanfaat yang dihasilkan pada terminal alternator, kW;

$N_{kerug.}$ - kerugian akibat gesekan pada bantalan dan kerugian pengadukan pada alternator, kW;

N_e diatur oleh beban yang dibutuhkan oleh konsumen dan

N_k adalah fungsi D dan H .

Pada saat beban N_e pada terminal alternator berubah, ketaksamaan akan timbul $N_e + N_{kerug} \leq N_k$ yang dapat mempercepat atau memperlambat poros turbin. Kenaikan pada N_e akan menyebabkan penurunan kepesatan poros n dan sebaliknya. Jadi setiap variasi beban pada alternator akan diikuti oleh perubahan pada kepesatan (rpm). Oleh sebab itu adalah tugas pengatur kepesatan untuk secara otomatis menimbulkan keseimbangan untuk Persamaan (9-3) pada sebarang beban N_e yang terjadi.

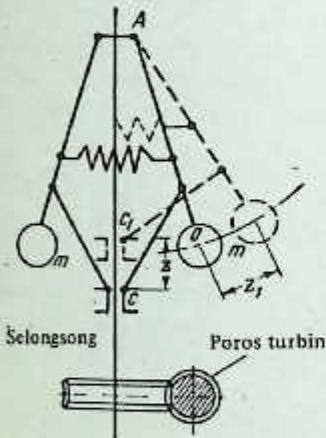
Pada turbin-turbin dengan pengaturan kepesatan yang otomatis, mekanisme pengatur uap dihubungkan dengan pengatur kepesatan (speed regulator). Pemindahan denyutan (impulse) variasi kepesatan ke pengatur uap dicapai dengan berbagai cara. Pengoperasian pengatur uap dikendalikan oleh pengatur kepesatan, yang mana pengatur kepesatan itu sendiri dikendalikan oleh gaya sentrifugal perputaran yang juga bervariasi langsung dengan rpm poros turbin.

Gambar 9-1 menunjukkan bagian-bagian utama untuk pengatur sentrifugal (centrifugal governor). Dengan kenaikan pada kepesatan poros, bobot m akan terlempar ke arah luar akibat pengaruh gaya sentrifugal, yang mengubah kedudukannya sepanjang busur dengan jari-jari AO sejauh z_1 . Selongsong pengatur akan berpindah dari kedudukan awalnya ke kedudukan yang baru c_1 , yakni, sejauh z . Bila, di lain pihak, kepesatan putar menurun bobot m akan tertarik lebih rapat dan selongsong akan terdorong ke bawah sepanjang sumbu perputaran pengatur. Perpindahan selongsong pengatur dengan variasi kepesatan putar poros dimanfaatkan untuk mendapatkan perubahan yang dibutuhkan pada suplai uap baik secara kualitatif maupun kuantitatif. Pengatur kepesatan biasanya dikopel dengan poros turbin melalui roda gigi.

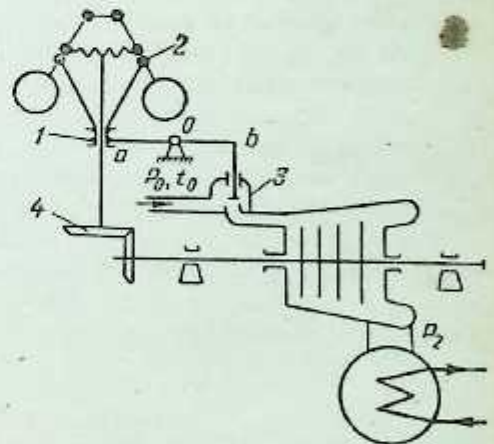
Perpindahan selongsong pengatur kepesatan dapat dipindahkan ke katup pengatur dengan berbagai cara, secara mekanis [tuas dan penghubung (lingk), dan lain-lain] atau secara hidraulik (dengan minyak bertekanan).

Prinsip operasi pengatur kepesatan yang diatur oleh hidraulik atau minyak didasarkan pada perbandingan antara tekanan minyak (minyak bertekanan untuk maksud pengaturan disuplai oleh pompa sentrifugal yang dipasang pada poros turbin) dan kepesatan poros turbin.

Beberapa metode pengaturan kepesatan untuk turbin uap dijelaskan berikut ini.



Gambar 9-1. Pengaturan sentrifugal.



Gambar 9-2. Pengaturan langsung.

9.2. PENGATURAN LANGSUNG

Susunan umum untuk pengaturan kepesatan langsung (direct speed regulation) ditunjukkan pada Gambar 9-2. Selongsong 1 pengatur sentrifugal 2 langsung dihubungkan dengan katup pencekik turbin 3 dengan bantuan susunan tuas yang mempunyai pusat putar pada titik O. Jika beban pada terminal alternator naik, keseimbangan antara momen putar poros turbin dan beban luar terganggu yang menyebabkan penurunan kepesatan poros. Pengatur kepesatan sentrifugal dihubungkan dengan poros turbin melalui roda gigi 4. Bila kepesatan poros turun, bobot pengatur sentrifugal akan bertambah rapat dan selongsong 1 dipindahkan ke bawah dan proses itu akan memindahkan ujung tuas a yang dihubungkan dengannya. Tuas ab, oleh sebab itu, berputar terhadap pusat putar O. Katup pencekik 3 yang dihubungkan ke ujung lain tuas terbuka dan turbin menghasilkan daya yang lebih besar untuk dapat mengimbangi beban yang naik tadi, tetapi, beroperasi pada kepesatan yang jauh lebih rendah. Sama halnya pada keadaan beban

yang berkurang pada poros turbin, kecepatan akan naik dan katup pencekik mulai menutup. Keuntungan sistem pengaturan di atas adalah konstruksinya yang sederhana. Akan tetapi, gaya sentrifugal yang dapat dikerjakan oleh bobot pengatur kecepatan tersebut sangat kecil (beberapa kilogram), sehingga pengatur kecepatan langsung yang sederhana dipakai hanya untuk turbin-turbin dengan kapasitas yang kecil (dari 50 sampai 60 kW) dengan katup-katup pengatur yang berukuran kecil yang tidak membutuhkan daya yang besar untuk pengoperasiannya oleh pengatur kecepatan sentrifugal. Untuk turbin-turbin kapasitas menengah dan besar, gaya yang dibutuhkan untuk mengoperasikan katup-katup pengatur adalah cukup besar, yang tidak dapat dihindari, karena tahanan-tahanan yang besar seperti bobot katup dan tahanan pegas yang harus dilawan. Pemakaian servomotor akan memungkinkan untuk menghasilkan gaya yang demikian besar untuk pengoperasian katup-katup pengatur berukuran besar yang dipakai untuk turbin-turbin kapasitas menengah dan besar.

9.3. SISTEM PENGATURAN TAKLANGSUNG

Gambar 9-3 menunjukkan salah satu metode pengaturan tidak langsung (*indirect method of governing*) yang memakai servomotor jenis piston.

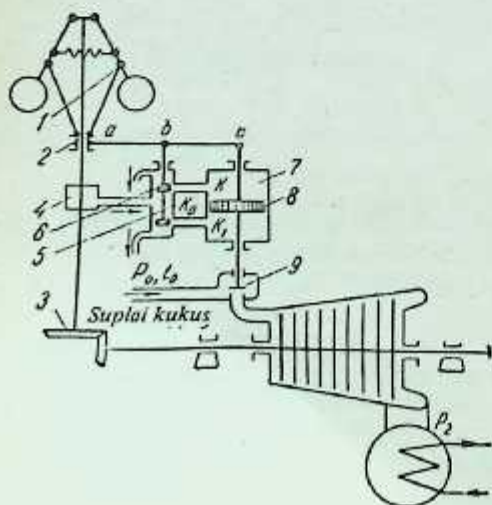
Pada kondisi operasi konstan, piston 6 katup pandu (*pilot valve*) 5 servomotor 7 menempati kedudukan pada pertengahan jarak perpindahannya, yang baik lubang masuk maupun lubang keluar katup pandu yang menghubungkan katup-pandu itu dengan servomotor adalah dalam keadaan tertutup. Katup pengatur 9, untuk kondisi ini, juga menempati kedudukan tetap tertentu.

Setiap perpindahan selongsong 2 pengatur kecepatan sentrifugal 1 akan menyebabkan perpindahan piston katup pengatur 6. Sejalan dengan arah perpindahan piston 6, minyak bertekanan dari pompa minyak 4 memasuki salah satu dari kedua ruang K dan K_1 servomotor 7. Bila minyak memasuki bagian atas, yakni, ruang K , katup 9 mulai menutup yang akan mengurangi jumlah aliran kukus melalui turbin (daya yang dihasilkan oleh turbin akan berkurang). Pada waktu yang bersamaan minyak dari ruang K_1 mulai mengalir ke luar melalui lubang katup pandu dan ke penguras. Bila minyak bertekanan memasuki ruang K_2 proses yang berlawanan akan diperoleh, yang membuka katup pengatur 9.

Untuk hal khusus yang diperhatikan ini, perpindahan piston 6 tidak membutuhkan gaya yang besar karena piston diimbangi oleh tekanan minyak di dalam ruang tengah K_0 katup pandu. Besar gaya pemindah yang dibutuhkan untuk membuka dan menutup katup pengatur sangat tergantung pada ukuran piston 8 servomotor 7 dan tekanan minyak yang dipakai.

Biasanya tekanan minyak yang dipakai untuk operasi servomotor adalah dari 3 sampai 7 atm. Pada praktek akhir-akhir ini, tekanan minyak setinggi 12 sampai 20 atm dan lebih juga telah dipakai.

Mari kita perhatikan pengoperasian pengatur bila beban turbin menurun. Segera setelah beban turbin menurun, kecepatan-putar poros turbin akan naik, bobot pengatur akan terlempar ke arah luar akibat kenaikan gaya sentrifugal, selongsong 2 akan berpindah ke atas yang bersama-sama dengannya titik b berpindah juga, yang dikopel dengan piston servomotor 6, relatif terhadap titik putar c tuas ac . Ruang servomotor K sekarang terhubung dengan ruang tengah K_0 katup-pandu dan minyak bertekanan mulai masuk ke



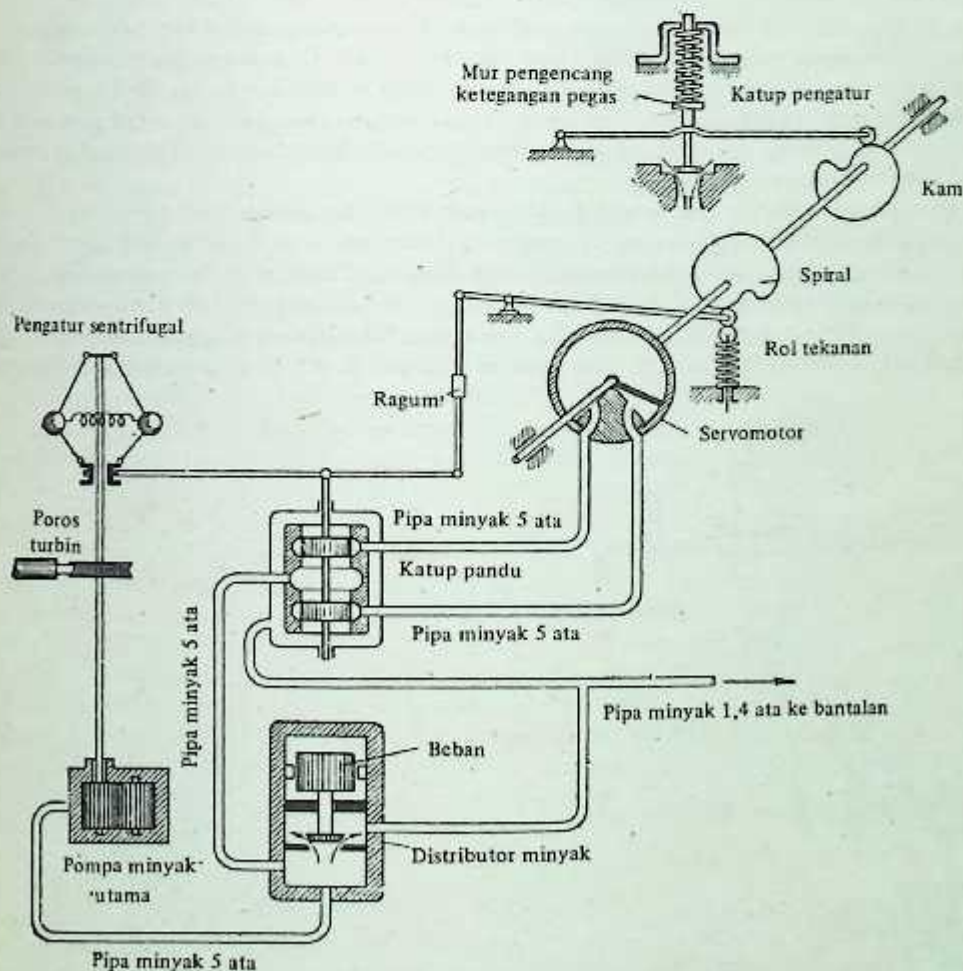
Gambar 9-3. Pengaturan taklangsung

dalam bagian atas silinder utama *K*. Katup 9 mulai menutup dan pada saat yang bersamaan minyak dari bagian bawah silinder utama dikeluarkan ke penguras. Titik putar *c* tuas *ac* sekarang mulai bergerak ke bawah, tuas *ac* yang beroperasi terhadap titik *a* sebagai pusat putar, dan pada proses tersebut memindahkan piston servomotor 6 ke bawah bersama-sama dengannya. Segera setelah piston servomotor 6 menempati posisi tengah awalnya pemasukan minyak ke ruang *K* silinder utama akan dihentikan, dan katup pengatur menempati kedudukan yang baru. Jumlah uap yang mengalir melalui turbin akan berkurang dan akibatnya daya yang dihasilkan akan menurun. Kecepatan putar poros turbin sedikit naik. Tuas *ac* dikenal sebagai tuas diferensial (differential lever) karena dengan bantuannya, piston katup-pandu akan selalu dapat dibawa kembali ke kedudukan tengahnya.

9.4. PENGATURAN DENGAN SERVOMOTOR ROTARI

Sering sekali untuk turbin-turbin dengan pengaturan pengendalian nosel dipakai servomotor rotari untuk memindahkan denyutan (impulse) untuk pengaturan kecepatan. Susunan yang demikian ditunjukkan pada Gambar 9-4.

Minyak dialirkan dari pompa roda gigi yang mempunyai dua besaran tekanan: 5 ata untuk servomotor pengatur kecepatan, dan 1,4 ata untuk pelumasan bantalan luncur dan dorong. Minyak bertekanan memasuki servomotor dan memutar piston (sayap) servomotor pada sumbunya. Spindel (spindle) mempunyai sistem kam (cam), yang putarannya menyebabkan terbuka dan tertutupnya katup-katup nosel. Seperti pada servomotor yang dijelaskan sebelum ini, piston diputar oleh minyak yang disuplai ke piston itu melalui katup-pandu. Pada akhir proses pengaturan kecepatan, katup-pandu dibawa kembali ke kedudukan te-



Gambar 9-4. Pengaturan kecepatan taklangsung dengan servomotor.

ngah semula dengan bantuan kam lain yang juga dipasang pada spindel servomotor, yang beroperasi melalui tuas diferensial seperti halnya pada servomotor yang dijelaskan sebelum ini.

Dengan orientasi jumlah kebutuhan kam yang sesuai akan memungkinkan untuk melakukan pembukaan dan penutupan katup pengendali nosel dalam urutan yang tertentu bila beban turbin bertambah atau berkurang.

9.5. PENGATURAN KEPESATAN DENGAN PENGENDALIAN HIDRAULIK

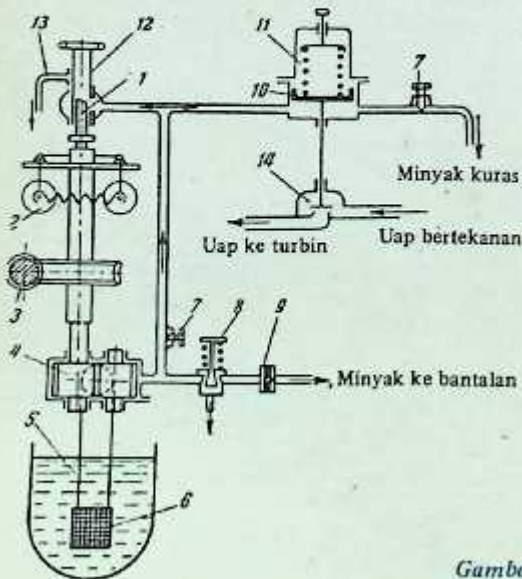
Pada alat (device) pengatur yang dioperasikan secara hidraulik tidak terdapat sambungan-sambungan tuas diferensial. Gambar 9-5 menunjukkan susunan umum sistem pengaturan kepesatan yang demikian.

Katup-pandu 1, dengan ujung bebasnya yang dipotong miring, dihubungkan ke selongsong pengatur sentrifugal 2 melalui roda gigi reduksi 3. Bila kepesatan turbin mengalami perubahan katup pandu 1 dipindahkan ke atas atau ke bawah yang akan memperkecil atau memperbesar pembukaan orifis pada kotak minyak 12 yang dengan demikian akan mengendalikan aliran minyak ke penguras melalui pipa 13. Jadi tekanan minyak di bawah piston 10 mekanisme servomotor yang mengoperasikan katup uap akan membesar atau menurun, yang akan membuka atau menutup katup pengatur uap 14. Minyak dari reservoir 5 dialirkan ke pompa roda gigi 4 melalui tapisan (filter) minyak dan sisi-masuk talang minyak 6. Dari pompa roda gigi minyak dialirkan ke sistem pengatur melalui katup stop 7 dan ke sistem pelumasan melalui diafragma 9. Minyak untuk sistem pengatur dibagi menjadi dua aliran, yang salah satunya langsung dialirkan ke kotak minyak 12 dan dari sana ke penguras dan aliran yang kedua ke sisi bawah piston servomotor yang juga bergabung dengan minyak kurasan melalui katup stop 7 yang kedua. Kedudukan kedua katup stop 7 ditetapkan pada waktu pemasangan sistem pengaturan tersebut.

Katup pengaman 8 yang diatur oleh pegas memungkinkan pengaliran minyak ke bak penampung minyak pada waktu terjadi tekanan yang berlebihan tingginya. Pegas 11 katup pengatur 14 selalu berada dalam keadaan tertekan dan dengan demikian katup akan tetap terbuka hanya bila ditekan oleh minyak yang harus melawan gaya yang diberikan oleh pegas. Dengan variasi beban pada turbin, tekanan minyak di bawah piston 10 akan bervariasi, sehingga dengan mengoperasikan katup stop secukupnya akan diperoleh jumlah uap yang dibutuhkan.

Mari kita perhatikan urutan operasinya bila beban pada turbin bertambah besar.

Jika beban turbin naik, selongsong pengatur sentrifugal dan katup-pandu 1 dipindahkan ke atas sehingga bagian pembuangan untuk aliran minyak pada kotak minyak 12 berkurang. Tekanan minyak di bawah piston 10 akan naik dan katup 14 akan lebih membuka lagi. Terjadi pertambahan aliran uap melalui turbin dan akibatnya daya yang dihasilkan juga akan bertambah besar. Sistem pengaturan kepesatan dengan pengendalian hidraulik yang dijelaskan di atas dipakai oleh pabrik B.B.C. (Brown Boveri & Company).



Gambar 9-5. Pengaturan dengan pengendalian servo hidraulik.

Banyak sistem pengaturan kepesatan lainnya memakai pengendalian servomotor hidrolik (sering digabungkan dengan tuas diferensial).

Untuk sistem pengaturan dengan pengendalian nosel, dengan pengendalian-servo hidrolik, beberapa katup pengendali nosel disetel untuk ketegangan pegas yang berbeda-beda untuk mendapatkan urutan pembukaan dan penutupan katup yang tertentu. Keunggulan utama pengendalian-servo hidrolik adalah tidak adanya tuas-tuas penghubung sama sekali yang dengan demikian gesekan dan kelonggaran yang akan muncul yang keduanya dapat menyebabkan penurunan efisiensi operasi.

9.6. SISTEM PENGATURAN HIDRODINAMIK YANG DIBUAT OLEH V.T.I.

Gambar 9-6 menunjukkan susunan umum sistem pengaturan hidrodinamik yang dibuat oleh V.T.I.

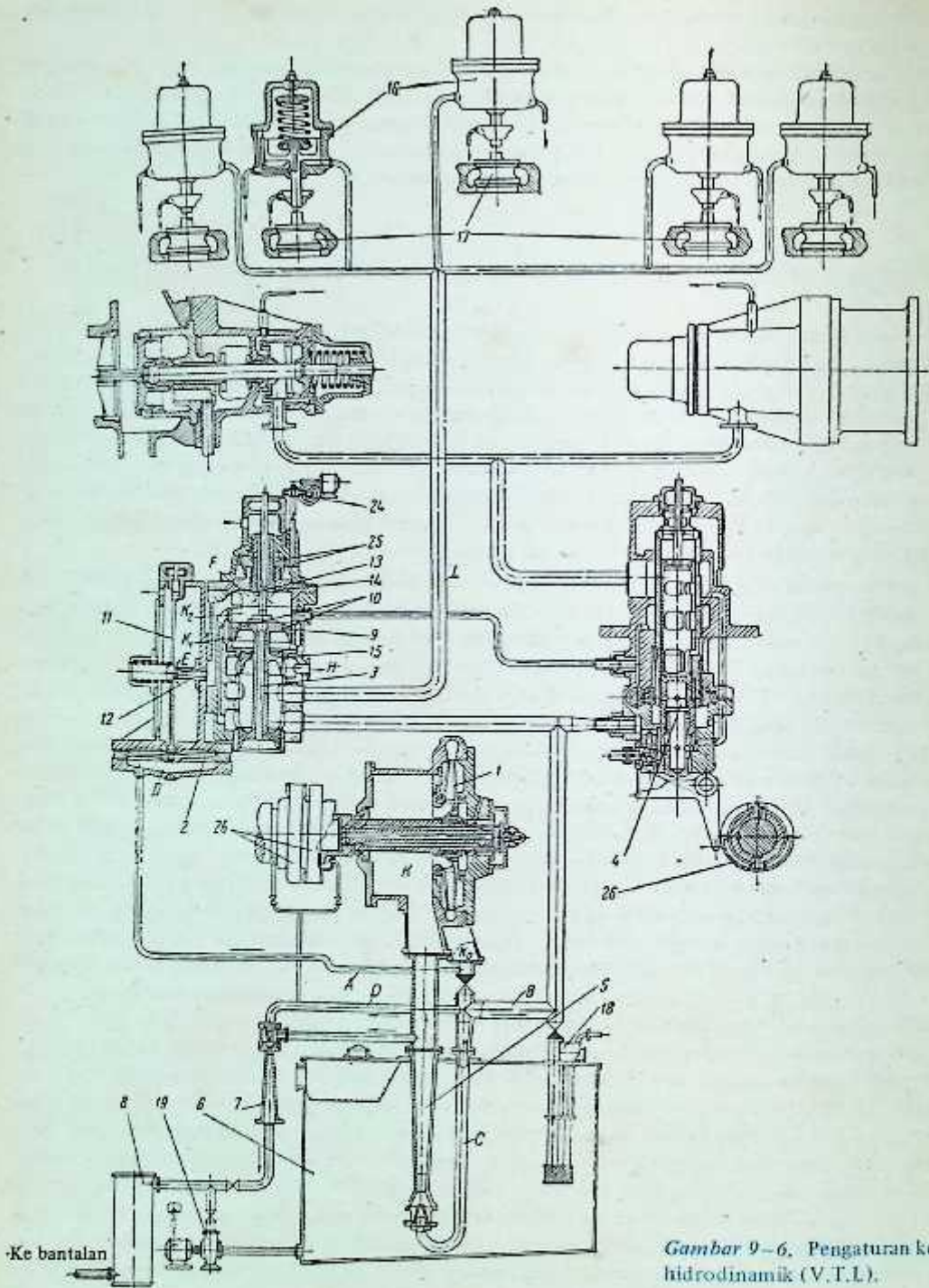
Pada sistem yang diberikan di atas, pengatur sentrifugal digantikan oleh sebuah impeler.¹ Impeler dipasang pada ujung depan poros turbin. Minyak dialirkan ke impeler dari ruang minyak K . Minyak dari sisi keluar impeler dibagi menjadi dua laluan. Pipa A menghubungkan minyak bertekanan dari ruang K_0 ke sisi bertekanan pengendali diafragma 2. Pipa B mengalirkan minyak ke katup pandu 3 servomotor utama dan mengalir pengendali 4. Pipa C mensuplai minyak ke ejektor minyak utama 5, yang menyedot minyak dari reservoir minyak utama 6 dan memampatkannya ke tekanan sisi masuk impeler 1 di dalam ruang K . Pipa D mengalirkan minyak ke ejektor 7 yang membuang minyak untuk pelumasan bantalan dari ejektor 5. Pendingin-minyak 8 juga dihubungkan dengan sisi pembuangan ejektor 7.

Pada kondisi operasi yang konstan, tekanan kerja penuh dikerjakan pada sisi-bawah piston servomotor tengah 9, sementara tekanan yang dikerjakan oleh minyak dari sisi atas adalah setengah dari tekanan kerja (dalam ruang K_2). Tekanan diferensial yang demikian diperoleh dengan mencekik tekanan minyak melalui orifis 10 dan minyak dibuang melalui orifis pereda-tekanan (pressure relieving orifice) E , dan ruang melingkar F antara batang 13 dan selongsong 14. Untuk setiap kondisi operasi yang ditentukan, jumlah minyak yang mengalir ke penguras melalui kedua orifis E dan F akan selalu konstan dan sama dengan jumlah aliran masuk melalui orifis 10. Perbandingan luasan antara permukaan kerja bagian atas piston servomotor 9 dan permukaan bawah piston servomotor 15 dijaga tetap sama dengan 2 berbanding 1. Pemilihan tekanan kerja yang sesuai dan luasan untuk piston 9 dan 15 memungkinkan piston 15 dan batang 13 yang berfungsi sebagai pemutus aliran hidrolik untuk menempati kedudukan tengah pada sebarang kondisi beban tunak (steady) yang diberikan. Bila kepesatan putar poros turbin berubah, tekanan minyak yang dialirkan dari impeler juga akan berubah. Denyutan (impulse) perubahan ini dirasakan pada ruang bawah pengendali diafragma yang mengakibatkan perubahan pada kelengkungannya, yang akan melendutkan pegas cakram 11 pada tengah-tengahnya, yang sebagai akibatnya, luasan orifis E akan berubah dan jumlah minyak yang mengalir ke penguras juga akan berubah. Jadi piston servomotor tengah 9 pada dasarnya adalah piston diferensial yang dipasang pada katup pandu 3 servomotor utama 16 yang akan mengatur katup uap 17.

Proses lengkap pengaturan dilakukan dengan dua tingkat tekanan yang dioperasikan secara hidrolik.

Mari kita perhatikan pengoperasian sistem pengatur bila beban pada turbin menurun. Kepesatan poros akan naik, dan tekanan minyak dari impeler 1 naik yang menyebabkan lendutan pada diafragma 2 dan pegas cakram 11. Orifis E akan membesar ukurannya dan akan lebih banyak minyak yang mengalir keluar dari dalam ruang K_2 . Tekanan minyak di atas piston 9 akan menurun dan katup pandu 3 mulai bergerak ke atas yang akan memperbesar jumlah minyak yang dibuang melalui H sehingga terjadi penurunan tekanan minyak di dalam saluran utama minyak L yang menghubungkan servomotor utama 16 dengan katup pengatur uap 17. Penurunan tekanan ini memungkinkan katup menutup akibat penekanan pegas katup. Perpindahan spindel konis 13 ke atas akan memperkecil luasan orifis F dan mengurangi aliran minyak ke penguras dari dalam ruang K_2 . Katup-pandu 3 akan terus bergerak ke atas hingga tekanan ruang ini belum mencapai nilai semula yakni setengah dari tekanan kerja yang ada pada saluran minyak utama L . Jumlah minyak yang mengalir melalui orifis E dan F selama operasinya tetap sama dengan aliran masuk melalui orifis 10. Untuk sistem pengaturan kepesatan yang disebutkan di atas dua pompa minyak bantu, pompa turbo 18 dan pompa listrik 19, disediakan.

¹ Lihat "Hydrodynamic Regulation of V.T.I for Turbine of 44.000 kW" oleh A.V. Shecheglayev, I. I. Galperin dan G. F. Prikazchikov, *Izvestiya V.T.I.*, No. 3, 1951.



Gambar 9-6. Pengaturan kecepatan hidrodinamik (V.T.L.).

9.7. PERALAJAN PEMERCEPAT

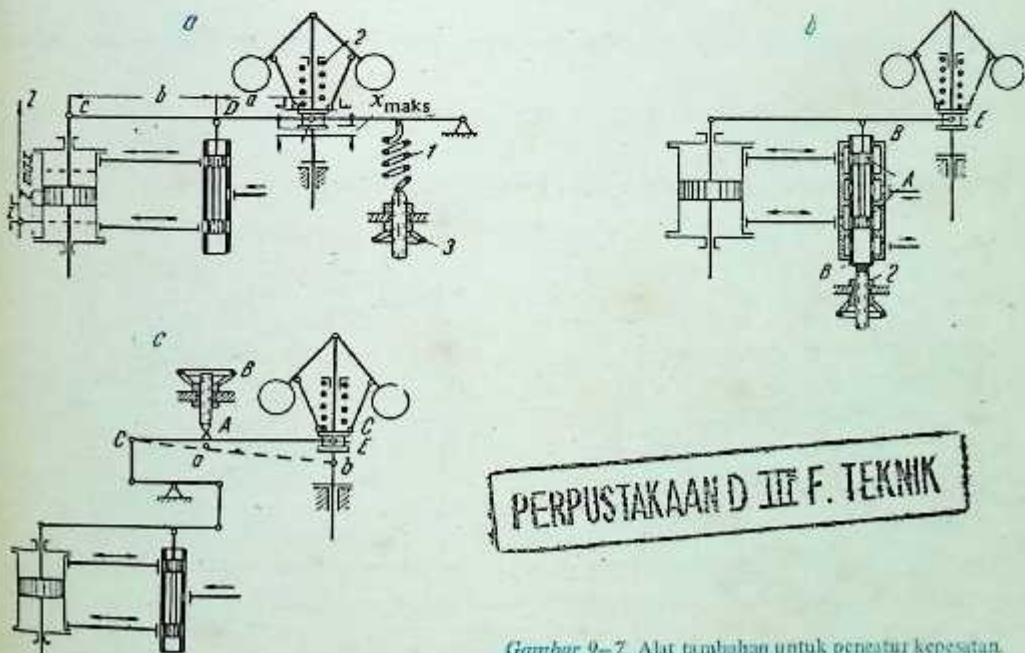
Dari apa yang disebutkan tentang cara kerja pengatur kecepatan nyatalah bahwa perubahan pada beban turbin segera diikuti oleh perubahan pada kecepatan putar poros turbin. Jadi untuk alternator-turbo yang beroperasi tersendiri, putarannya merupakan fungsi beban yang diterima, dengan kata lain, untuk setiap beban sudah ada kecepatan putar yang tertentu.

Dalam hal-hal yang demikian, batas-batas di antara mana rpm bervariasi akan tergantung pada derajat fluktuasi pengatur kecepatan (biasanya tidak lebih dari 6% dari rpm terujinya).

Bila alternator-turbo beroperasi bersama-sama dengan mesin lain dalam suatu sistem jala-jala yang mengalirkan daya listrik besar yang paralel dengan mesin-mesin tersebut, maka rpm alternator-turbo tersebut ditentukan oleh frekuensi kerja jala-jala tersebut. Dalam hal ini alternator-turbo harus selalu beroperasi pada kecepatan teruji pada keseluruhan jangka operasinya, yakni, dari tanpa beban hingga beban penuh. Ini didapat dengan pemakaian mekanisme khusus yang dikenal sebagai peralatan pemercepat. Desain mekanis peralatan pemercepat ini sangat banyak dan sangat berbeda pada rincian konstruksinya. Gambar 9-7a menunjukkan bagian-bagian tambahan yang dibutuhkan untuk menyerempakkan (synchronising) alat (device) pengatur kecepatan yang ditunjukkan pada Gambar 9-3. Ada pegas tambahan 1 dan roda tangan 3, untuk dapat menambah dan mengurangi ketegangan pegas. Bobot putar pengatur sentrifugal, jika terjadi perubahan pada putaran, beraksi baik pada pegas 1 dan 2. Misalnya, bila ada kenaikan pada putaran poros, bobot pengatur sentrifugal akan menekan pegas 2 dan menarik pegas 1 sementara memindahkan selongsong E ke atas. Tegangan-awal pegas 1 dapat disetel dengan jalan memutar roda tangan 3. Perubahan pada tegangan pegas 1 akan menyebabkan perubahan pada ketegangan pegas 2 dan pada saat yang bersamaan akan memindahkan selongsong E ke kedudukannya yang baru. Bila, katakanlah, ketegangan pegas 1 ditambah, selongsong E akan berpindah ke bawah dan ketegangan pegas 2 berkurang.

Dengan menurunkan selongsong E pada kedudukan tunak (steady) servomotor yang baru, katup pandu akan memperbesar pembukaan katup pengatur dan dengan demikian daya yang dihasilkan praktis pada rpm yang konstan. Jadi, dengan mengubah ketegangan pegas 1, kedudukan selongsong E dapat divariasikan untuk memperoleh daya yang diinginkan yang harus dibangkitkan oleh turbin tersebut.

Pada Gambar 9-7b kita lihat bahwa bus (bush) B katup pandu dapat digeser dengan bantuan roda tangan 2. Dengan memindahkan bus B ke atas atau ke bawah, kedudukan tengah piston A katup pandu akan berbeda untuk kedudukan selongsong pengatur yang berbeda. Setiap kedudukan bus B, jika katup pandu berada pada pertengahan langkahnya, akan bersesuaian dengan kedudukan tertentu selongsong E dan akibatnya, akan membuka katup pengatur. Jadi jumlah pembukaan katup pengatur dan demikian juga halnya dengan jumlah uap yang mengalir melalui turbin dapat langsung diatur dengan jalan menggeser bus B. Pada Gambar 9-7c, titik putar A tuas bc dapat digeser dengan bantuan roda tangan B. Pergeseran titik putar A tuas bc memungkinkan untuk menggeser katup pandu dari kedudukan tengahnya yang menyebabkan perubahan pada pembukaan katup pengatur dan demikian juga dengan aliran uap. Dengan mengubah massa alir melalui turbin akan menyebabkan perubahan pada daya yang dibangkitkan oleh turbin tersebut.



PERPUSTAKAAN D III F. TEKNIK

Gambar 9-7. Alat tambahan untuk pengatur kecepatan.

Pada susunan yang ditunjukkan pada Gambar 9-5, kita lihat bahwa pengaturan rpm dan beban pada turbin dapat diperoleh dengan menggeser bus 12. Pergeseran bus 12 ini memungkinkan untuk memperbesar atau mengurangi aliran minyak ke penguras melalui pipa 13 dan dengan demikian akan memvariasikan tekanan minyak pada piston 10. Tergantung pada tekanan minyak pada piston 10, katup pengatur 14 akan terbuka atau tertutup yang selanjutnya akan memperbesar atau memperkecil jumlah aliran yang mengalir melalui turbin.

Pada sistem pengaturan kecepatan hidrodinamik yang dibuat oleh V.T.I. (Gambar 9-6) mekanisme 24 berfungsi sebagai alat pengatur kecepatan. Alat ini terdiri dari motor listrik ukuran kecil, yang dengan mengoperasikannya, bus 14 dapat digeser ke kedua arah melalui roda gigi cacing 25. Perpindahan bus 14 akan memungkinkan untuk memvariasikan jumlah aliran minyak dari dalam ruang ke piston 9 yang dikuras melalui orifis *F*. Perubahan pada tekanan minyak di dalam ruang akan menyebabkan perpindahan katup pandu 3 demikian juga halnya dengan jumlah minyak yang dikuras melalui orifis *H*. Tekanan minyak di dalam saluran minyak utama *L* dan servomotor utama 16 berubah dan katup pengatur uap 17 menempati kedudukannya yang baru yang dengan demikian akan memvariasikan jumlah aliran uap guna memenuhi kebutuhan beban. Alat pemercepat ini memungkinkan untuk mengoperasikan pasangan alternator-turbo pada kecepatan konstan (kecepatan teruji), bila bekerja paralel dengan mesin-mesin lain, pada keseluruhan jangka kerjanya dari keadaan tanpa beban hingga ke beban penuh.

9.8. KARAKTERISTIK PENGATURAN

Bila roda gigi pemercepat sedang berada pada posisi tetapnya (Gambar 9-3 sampai 9-6), setiap kecepatan poros akan bersesuaian dengan kedudukan selongsong pengatur tertentu dan daya tertentu yang dibangkitkan pada terminal-terminal alternator. Dari pengamatan daya yang dihasilkan dan putaran turbin adalah memungkinkan untuk melukiskan grafik N_e sebagai fungsi n . Grafik yang demikian dikenal sebagai grafik karakteristik pengaturan statik; Gambar 9-8a menunjukkan grafik yang demikian. Kurva *ab* menunjukkan variasi N_e sebagai fungsi n untuk beban-beban yang bertambah besar (dari keadaan tanpa beban sampai N_{e}^{nom}). Hubungan

$$2 \frac{n_1 - n_2}{n_1 + n_2} \times 100\% = \delta \quad (9-4)$$

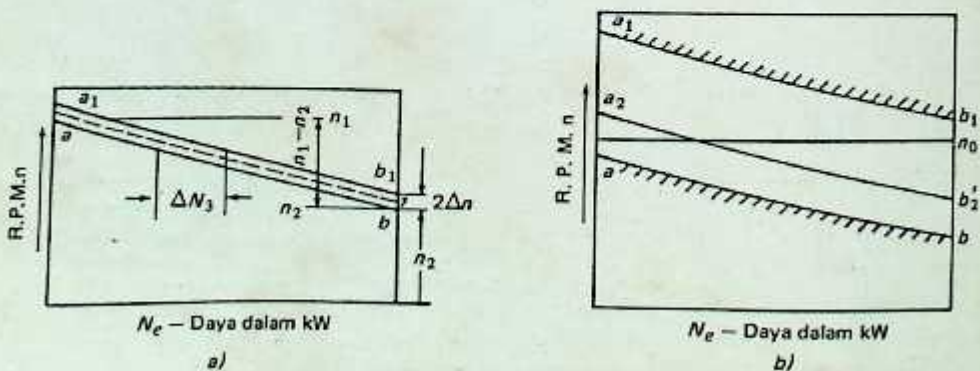
dikenal sebagai derajat ketakseragaman pengaturan, di mana n_1 - rpm turbin pada keadaan tanpa beban, n_2 - rpm turbin pada beban nominal (rating maksimum kontinu),

$\frac{n_1 + n_2}{2}$ - kecepatan turbin rata-rata untuk kedudukan tetap peralatan pemercepat.

Bila sebagai pengganti kecepatan rata-rata, diandaikan nilai kecepatan terujinya maka Persamaan (9-4) akan menjadi

$$\delta = \frac{n_1 - n_2}{n_0} \times 100\% \quad (9-4a)$$

Pengaturan turbin tergantung pada sifat kurva variasi N_e sebagai fungsi n .



Gambar 9-8. Karakteristik pengaturan statik.

Untuk operasi turbin yang memuaskan, derajat ketakseragaman harus terletak antara batas-batas 4 sampai 6% (dengan kata lain, untuk variasi N_e sebagai fungsi n yang bentuknya mulus).

Bila karakteristik daya yang dihasilkan dilukiskan terhadap kepesatan untuk kondisi daya yang menurun dari N_e^{nom} menjadi tanpa beban, kita akan mendapatkan kurva yang sedikit berbeda dari kurva yang telah diperoleh untuk beban-beban yang bertambah besar, dengan kata lain, lukisan N_e terhadap n . Kurva ini ditunjukkan pada Gambar 9-8a, oleh a_1b_1 . Untuk satu daya yang sama yang dihasilkan, perbedaan pada putaran yang diberikan oleh kedua kurva ab dan a_1b_1 adalah $2\Delta n$ dan dikenal sebagai variasi kepesatan sesaat. Nilai $2\Delta n = +\Delta n - (-\Delta n)$ menandakan variasi kepesatan yang sedemikian antara batas-batas dimana pengatur kepesatan berada dalam kedudukan setimbang 1-1 dan tidak dapat melawan gaya-gaya gesek mekanisme pengatur kepesatan, kopling servomotor maupun servomotor itu sendiri. Nilai Δn yang positif memberikan kenaikan putaran dari kondisi beban tunak (steady), yang diperlukan untuk mengatasi gaya-gaya gesek yang disebutkan di atas sebelum pengatur kepesatan dapat bergerak dari kedudukan setimbangnya. Sama halnya nilai Δn yang negatif menandakan penurunan putaran sebelum pengatur kepesatan dapat beroperasi. Singkatnya, jangka ini adalah interval putaran yang diperlukan untuk melawan gaya-gaya inersia sebelum pengatur dapat bergerak dari kedudukan setimbangnya. Nilai numerik $2\Delta n$ yang tepat seluruhnya tergantung pada kepekaan (sensitivity) mekanisme pengatur kepesatan. Hubungan $2\Delta n/n_0$ biasanya dikenal sebagai derajat ketakpekaan sistem pengatur.

$$\varepsilon = \frac{2\Delta n}{n_0} \times 100\% \quad (9-5)$$

Nilai maksimum ε yang diizinkan untuk turbin uap harus tidak lebih dari 0,5%. Pada praktek modern sekarang ini nilai ε dijaga, sedapat mungkin, kurang dari 0,1% ($\varepsilon \leq 0,1\%$).

Apa yang disebut dengan derajat ketakpekaan tergantung pada sejumlah faktor, seperti selip-balik ((backlash) tuas-tuas penghubung, inersia bawaan (inherent) mekanisme pengatur, gesekan di dalam servomotor, katup pandu, kopling, dan lain-lain.

Variasi kepesatan sesaat untuk derajat ketakpekaan pengaturan yang dimaksudkan dapat diperoleh dari Persamaan (9-5):

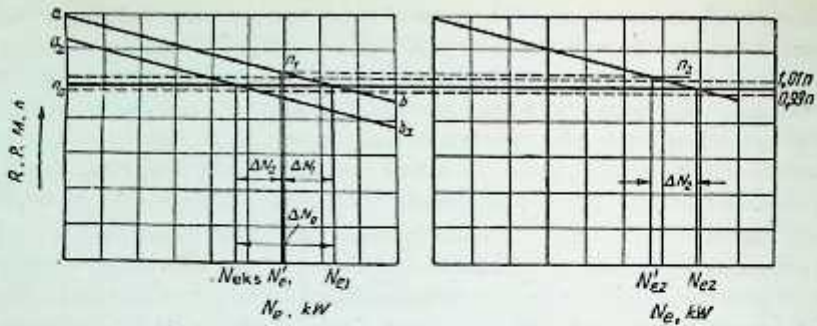
$$2\Delta n = \frac{\varepsilon n_0}{100} \quad (9-5a)$$

Karakteristik pengaturan statik ab dapat digeser dengan bantuan peralatan pemercepat. Gambar 9-8b menunjukkan karakteristik pengaturan untuk kedua kedudukan ekstrem peralatan pemercepat (kurva ab dan a_1b_1). Kurva a_2b_2 menunjukkan karakteristik untuk kedudukan tengah peralatan pemercepat itu.

9.9. OPERASI PARALEL TURBIN UAP

Sekarang sudah merupakan praktek yang lazim untuk mengoperasikan stasiun-stasiun pembangkit termal dan tenaga air secara paralel yang mensuplai daya ke satu dan ke sistem jala-jala yang sama yang beroperasi pada frekuensi tertentu yang dipertahankan pada nilai yang dibutuhkan dengan jalan mengoperasikan turbin pada putaran yang diperlukan.

Gambar 9-9 menunjukkan karakteristik pengaturan statik untuk dua turbin yang beroperasi secara paralel. Pada suatu saat, beban total pada kedua turbin adalah $N_e^{tot} = N_{e1} + N_{e2}$, di mana N_{e1} adalah beban yang diterima oleh alternator yang pertama dan N_{e2} adalah beban pada alternator yang kedua. Andaikan bahwa beban pada grid telah berkurang sebesar ΔN_0 . Bila sekarang penurunan beban ini tidak dikendalikan oleh peralatan pemercepat untuk mempertahankan turbin berada dalam putaran yang konstan, beban yang telah turun dalam jumlah yang sama pada kedua turbin, putaran kedua turbin akan naik. Kita akan mengandaikan bahwa penurunan beban untuk turbin No. 1 adalah ΔN_1 dan untuk turbin No. 2 adalah ΔN_2 , jumlah penurunan beban adalah sama dengan $\Delta N_0 = \Delta N_1 + \Delta N_2$. Adalah memungkinkan untuk memindahkan semua penurunan beban ke alternator-turbo No. 1 dengan jalan mengatur peralatan pemercepatnya dengan secukupnya sehingga karakteristik pengaturannya bergeser (garis a_xb_x pada Gambar 9-9) ke bawah. Sekarang mesin tersebut beroperasi pada putaran yang sama tetapi dengan beban yang lebih sedikit; turbin No. 2 beroperasi pada beban yang sama seperti sebelumnya. Fluktuasi beban pada sistem jala-jala (network), jika tidak dikendalikan oleh peralatan pemercepat, pasti akan menyebabkan variasi dalam sesaat, bila mekanisme pengaturan kepesatan mempunyai derajat ketakpekaan yang tidak ba-



Gambar 9—9. Karakteristik pengaturan untuk operasi paralel.

ik dan bila karakteristik statiknya berbentuk landai. Pada kondisi yang disebutkan di atas, turbin akan mempunyai karakteristik statik yang agak landai, variasi beban akan sedikit besar sementara untuk turbin yang mempunyai karakteristik statik yang curam, variasi beban akan lebih kecil. Beban pada turbin dapat bervariasi dalam sesaat, bila mekanisme pengaturan kecepatan mempunyai derajat ketakpekaan yang tidak bagus dan bila karakteristik statiknya berbentuk landai. Pada kondisi yang disebutkan di atas turbin akan beroperasi pada kondisi yang tidak stabil. Jadi karakteristik statik dengan bentuk yang landai dan derajat ketakpekaan yang besar terhadap fluktuasi beban dianggap tidak memuaskan, dan dengan demikian operasi turbin dengan karakteristik yang demikian tidak akan dapat diandalkan walaupun tidak berbahaya.

Dalam peristilahan sistem daya adalah biasa untuk membagi turbin menjadi "turbin beban dasar" dan "turbin beban puncak." Turbin kapasitas besar efisiensi tinggi dipakai, umumnya, sebagai turbin beban dasar. Turbin kapasitas kecil termasuk turbin beban puncak. Untuk mempertahankan turbin-turbin beban dasar pada stasiun pembangkit tenaga termal beroperasi pada efisiensi maksimum, adalah perlu untuk membebani dengan beban penuh untuk keseluruhan waktu operasinya, sementara turbin beban puncak pada dasarnya dimaksudkan untuk mengambil alih beban yang terjadi pada grid pada jam-jam puncak kebutuhan. Bila turbin beban dasar hendak dioperasikan pada beban maksimum yang ekonomis walaupun ada fluktuasi beban pada sistem jala-jala, adalah suatu hal yang mutlak bahwa karakteristik statik turbin tersebut harus agak curam pada bagian di mana terjadi beban yang ekonomis. Akan tetapi, dengan kemiringan karakteristik pengaturan statik yang membesar bukanlah suatu hal yang disukai bila ditinjau dari segi pemutusan (tripping) beban, bila putaran naik dengan cepat yang dapat membahayakan; kurang lebih sama untuk pemutusan beban penuh generator pada waktu terjadi kecelakaan. Perbedaan antara kecepatan operasi nominal dan kecepatan maksimum yang dicapai pada waktu pemutusan beban (load tripping) dikenal sebagai kecepatan pemutusan dinamik (dynamic trip speed). Kecepatan pemutusan dinamik sangat tergantung pada kepekaan pengaturan, di samping jumlah uap yang ditahan di kamar sorong uap (steam chests), dan lain-lain, sesudah katup-katup pengatur. Faktor

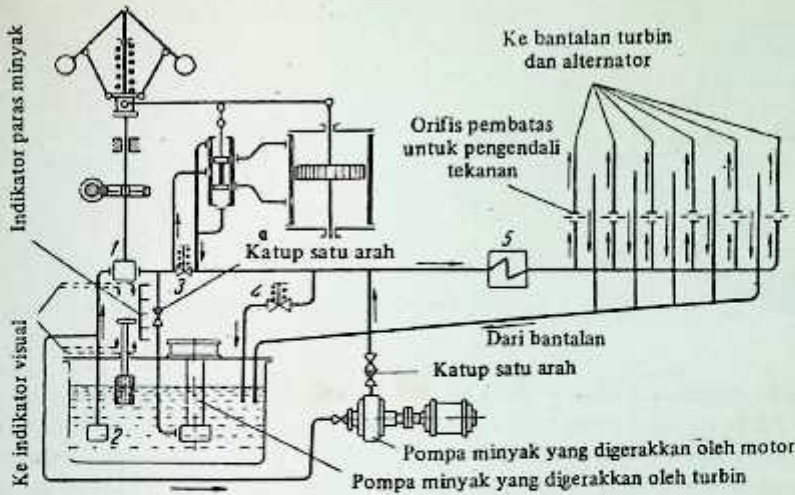
$$\Delta n = \frac{\delta n_0}{100} \quad (9.6)$$

menyatakan kecepatan pemutusan dinamik yang dinyatakan dalam kecepatan nominal maupun derajat ketakseragaman. Dari persamaan di atas ternyata bahwa Δn adalah berbanding langsung dengan derajat ketakseragaman dan dengan demikian untuk turbin-turbin beban dasar pun derajat ketakseragaman itu dijaga tetap dalam jangka 6%.

9.10. SISTEM SUPLAI MINYAK TURBIN

Susunan utama suplai minyak ke turbin uap ditunjukkan pada Gambar 9—10. Susunan ini adalah salah satu sistem yang terbanyak dipakai untuk pensuplai minyak ke turbin uap.

Minyak dari reservoir disedot oleh pompa minyak utama (pompa roda gigi) melalui katup satu arah 2. Pada turbin-turbin kapasitas besar adalah biasa untuk melengkapinya dengan pompa-pompa roda gigi miring. Pompa roda gigi miring mempunyai keuntungan-keuntungan, ditinjau dari segi konstruksinya, bila dibandingkan dengan pompa-pompa minyak roda gigi biasa. Pompa-pompa roda gigi miring membutuhkan daya yang lebih kecil untuk mengoperasikannya, lebih sederhana (mudah) dirakit dan mempunyai umur pemakaian yang lebih lama. Pompa minyak utama mensuplai minyak bertekanan ke mekanisme set-



Gambar 9-10. Sistem suplai minyak turbin.

vomotor yang dipunyai oleh pengatur kepesatan dan ke bantalan luncur dan dorong turbin, melalui penurunan tekanan (pressure reducer) 3. Tekanan minyak untuk keperluan pelumasan dipertahankan dalam batas-batas 0,4 sampai 0,8 atm pengukuran (atm gauge). Sebelum memasuki bantalan, minyak dialirkan melalui pendingin-minyak 5 di mana minyak ini didinginkan. Untuk pendistribusian minyak yang baik di antara bantalan, sistem pemipaan minyak dilengkapi dengan diafragma pengendali aliran dengan berbagai ukuran orifis. Minyak yang terpakai dari bantalan dikumpulkan ke pemipaan kuras minyak tunggal dan kemudian dialirkan kembali ke reservoir minyak. Sistem pelumas dilengkapi dengan katup pengaman 4 yang dalam keadaan terjadinya tekanan yang berlebihan memungkinkan sebagian minyak kembali ke reservoir minyak, yang dengan demikian akan mempertahankan tekanan minyak pelumas tetap dalam nilai yang dibutuhkan. Minyak kurasan dari sisi-keluar servomotor dihubungkan dengan saluran suplai sistem pelumas. Dalam hal ini jumlah minyak yang dialirkan oleh pompa minyak akan sama dengan jumlah minyak yang dibutuhkan untuk pelumasan. Sistem distribusi minyak yang disebutkan di atas akan mengurangi perbedaan tekanan pada piston servomotor.

Pada beberapa turbin, minyak kurasan dari servomotor dan sistem pengatur kepesatan langsung dialirkan ke reservoir minyak. Untuk sistem suplai minyak yang demikian, pompa minyak utama didesain untuk dapat mengalirkan jumlah minyak yang melebihi kebutuhan pelumasan, jadi harus memperhitungkan minyak kurasan dari servomotor yang langsung dialirkan kembali ke reservoir minyak. Penampang pompa minyak utama jenis roda gigi ditunjukkan pada Gambar 9-11. Roda gigi penggerak (pinion) dipasang langsung ke poros turbin ataupun digerakkan oleh sistem roda gigi. Pinion penggerak secara kaku dipasang pada poros dengan bantuan pasak. Pada sisi-isap celah antara gerigi kedua pinion diisi oleh minyak. Jika pinion berputar pada sisi bertekanan, minyak dikeluarkan dari celah-celah gerigi dan secara serentak sejumlah minyak akan terperangkap di antara gerigi yang berputar pada sisi-isap. Kapasitas pompa roda gigi ditentukan dari persamaan:

$$Q = \frac{2vnc}{1.000} \eta \text{ [l/menit]} \tag{9-7}$$

di mana v – volume celah antara gerigi, cm^3 ;

n – putaran pinion, rpm;

z – jumlah gigi per pinion;

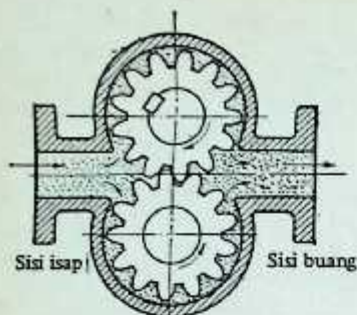
$\eta = 0,7$ sampai $0,9$ – koefisien volumetrik.

Daya yang dibutuhkan untuk menggerakkan pompa roda gigi diperoleh dari persamaan :

$$N_p = \frac{10,33P_{\text{atm}}Q}{60 \times 10^3} \text{ (kW)} \tag{9-8}$$

di mana η_p – efisiensi pompa roda gigi yang dapat diandaikan antara 0,8 dan 0,9.

Tekanan kerja minyak yang dihasilkan oleh pompa minyak utama biasanya kira-kira pada setengah kepesatan putaran normal poros turbin. Pada waktu penstartan dan penghentian turbin, pompa minyak

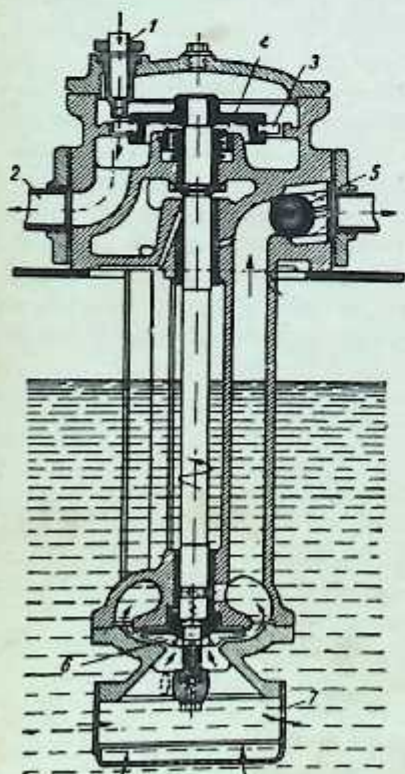


Gambar 9-11. Pompa minyak utama jenis roda gigi.

utama tidak dapat mengalirkan minyak pada tekanan dan pada jumlah yang dibutuhkan, oleh karenanya pompa minyak bantu dipasang untuk mensuplai minyak pada tekanan yang dibutuhkan ke bantalan turbin dan generator. Pompa ini dapat digerakkan oleh turbin ataupun oleh motor listrik (Gambar 9-12). Sebelum menstart turbin, pompa minyak bantu mensuplai minyak pada tekanan yang dibutuhkan baik untuk pelumasan maupun untuk sistem pengaturan kecepatan.

Uap segar disuplai ke turbin pompa minyak utama melalui nosel 1. Rotor pompa minyak 6 dipasang pada perpanjangan poros turbin yang dipasangi cakram turbin 4. Rotor pompa minyak dipasang sedemikian rupa sehingga rotor itu akan tetap terbenam di dalam minyak yang ada di reservoir, yang membantu dalam mempertahankan rotor pompa tetap dalam keadaan siap dioperasikan (tetap terisi minyak). Dari pompa minyak, minyak suplai yang bertekanan dialirkan ke pemipaan utama melalui katup satu-sarah 5. Jika pompa minyak utama telah mencapai tekanan normalnya, pompa minyak bantu secara otomatis akan dihentikan, dan katup satu arah akan tertutup akibat tekanan minyak yang dialirkan dari pompa minyak utama.

Pada waktu penghentian operasi turbin, pompa minyak bantu dioperasikan lagi. Di samping pompa minyak bantu (baik yang digerakkan oleh turbin maupun motor listrik) adalah biasa untuk menyediakan pompa minyak cadangan yang digerakkan oleh motor listrik untuk mensuplai minyak ke berbagai bantal-



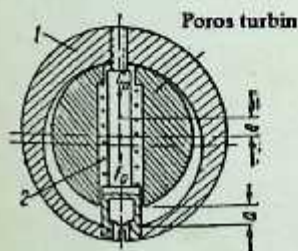
Gambar 9-12. Pompa minyak bantu (digerakkan oleh turbin).

an (Gambar 9-10) untuk menjaga bantalan-bantalan tersebut dari kerusakan bilamana pompa minyak bantu mengalami kegagalan sewaktu penstartan dan penghentian operasi turbin. Pendingin minyak adalah salah satu komponen terpenting sistem pelumasan, karena minyak pelumas harus dipertahankan berada pada temperatur yang telah ditentukan sebelumnya untuk mempertahankan minyak tersebut mempunyai viskositas yang dibutuhkan. Temperatur minyak pelumas pada sisi masuk ke bantalan, yang bersesuaian dengan peraturan standar, harus tidak lebih rendah dari 35°C atau lebih tinggi dari 40°C.

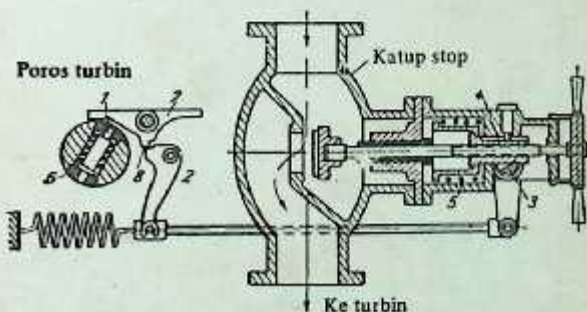
9.11. SISTEM PEMUTUS-HUBUNGAN PADA KEPESATAN-LEBIH (OVERSPEED)

Bila turbin mempunyai sistem pengaturan kecepatan yang tidak begitu memuaskan, kenaikan kecepatan poros yang tiba-tiba pada waktu pemutus-hubungan beban bisa mencapai angka yang membahayakan. Batas kecepatan-lebih yang biasa diambil kira-kira 10 sampai 12% dari kecepatan operasi normal. Jadi setiap turbin dilengkapi dengan satu atau dua pemutus-hubungan yang akan menghentikan suplai uap ke turbin jika putaran turbin telah mencapai batas tertentu. Alat (device) pemutus-hubungan kecepatan-lebih terdiri dari pengatur sentrifugal yang tidak stabil (pengatur yang tak-statik). Gambar 9-13 menunjukkan rincian utama konstruksi pengatur tak-statik jenis cincin. Cincin eksentrik 1 langsung dipasang pada poros turbin. Cincin eksentrik dibuat tetap pada kedudukannya seperti yang ditunjukkan oleh Gambar 9-13 oleh pegas 2. Eksentrisitas e pengatur diberikan oleh jarak antara sumbu poros turbin dan titik bobot cincin pengatur 1. Jarak a menunjukkan panjang langkah pengatur. Cincin pengatur 1 dipindahkan sepanjang a bila kecepatan poros mencapai kecepatan batas. Pengatur-pengatur kecepatan-lebih dibuat dari berbagai konstruksi yang berbeda. Salah satu alat pemutus-hubungan kecepatan-lebih yang terbanyak dipakai ditunjukkan pada Gambar 9-14. Pen pengatur 1, bila mencapai kecepatan-lebih, akan memutus-hubungkan tuas 7 yang juga akan memutus-hubungkan antarkunci (interlock) 8. Gaya tarik pegas ulir akan memutar tuas 2 dan segmen 3 dalam arah yang berlawanan dengan arah jarum jam. Sekarang segmen 3 meninggalkan takikannya (notch) pada selongsong 4 dan membiarkan katup menutup akibat tekanan pegasnya sendiri, yang dengan demikian akan menghentikan suplai uap ke turbin.

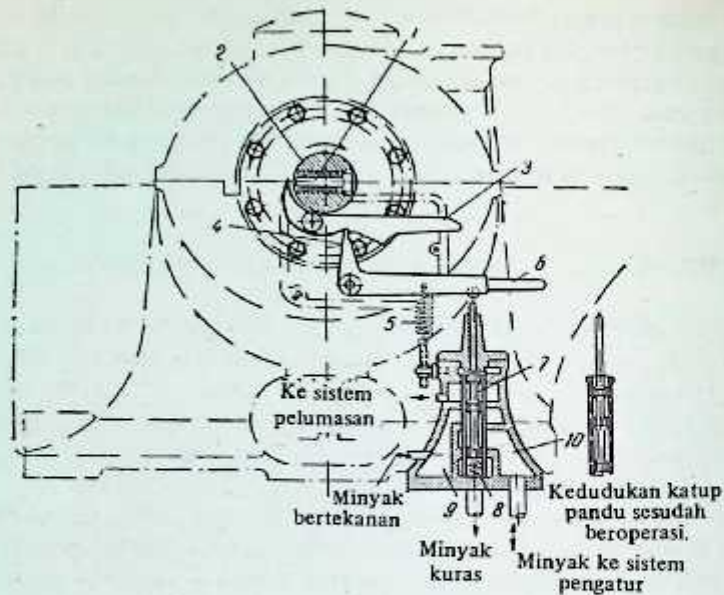
Bila katup stop hendak dibuka kembali, operasi yang berikut ini harus dilakukan. Roda tangan katup-stop diputar dalam arah menutup. Selama operasi ini, selongsong 4 akan bergeser ke atas. Tuas-tuas 7, 2 dan segmen 3 sekarang akan dikembalikan ke kedudukannya semula. Katup stop sekarang dibuka dengan bantuan roda tangan. Untuk turbin-turbin kapasitas menengah dan besar, penutupan katup stop sewaktu terjadi kecepatan-lebih diperoleh dengan bantuan pengendali hidraulik (Gambar 9-15). Dalam hal terjadinya kecepatan lebih melewati kecepatan batas, pena 1 pemutus-hubungan kecepatan-lebih akan memukul lengan kiri tuas 3 dan dengan demikian akan melepaskan kunci 4. Disebabkan oleh tegangan pegas 5, tuas 6 akan mendorong piston servomotor 7 ke bawah. Dengan perpindahan piston servomotor minyak yang secara normal mengalir dari ruang 9 ke ruang 10 diarahkan ke sistem pelumasan turbin, dan pada saat yang bersamaan minyak dari ruang 10, yakni, minyak pengatur, menemukan jalannya ke pemipaan penguras minyak melalui ruang 8. Pengurasan minyak ini dari sistem pengaturan akan menyebabkan menutupnya katup pengatur dan dengan demikian akan menghentikan suplai uap ke turbin.



Gambar 9-13. Alat pemutus-hubungan kecepatan-lebih.



Gambar 9-14. Pemutus-hubungan kecepatan-lebih dengan kendali tuas.



Gambar 9-15. Relai pemutus-hubungan kepesatan-lebih dengan pengendalian hidraulik.

9.12. PENDESAINAN GAWAI PEMUTUS-HUBUNG KEPESATAN-LEBIH

Kita andaikan bahwa

G — bobot pemutus-hubung kepesatan-lebih;

e — jarak antara titik-berat pen pemutus-hubungan pengatur dan sumbu perputaran poros turbin pada kepesatan-putar normal;

a — langkah maksimum pen pemutus-hubungan;

$e + a$ — jarak antara titik pen pemutus-hubungan dan sumbu poros-turbin bila terjadi pemutus-hubungan kepesatan-lebih;

F_0 — ketegangan-awal pegas;

f_0 — lendutan-awal pegas;

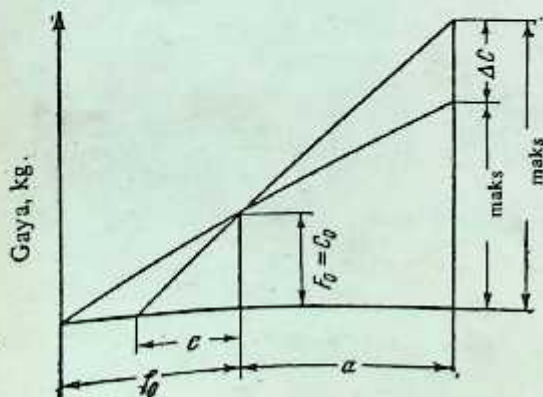
k — koefisien ketegangan-pegas;

R — jari-jari pegas.

Pada kepesatan-operasi normal, gaya sentrifugal pen pemutus-hubungan kepesatan-lebih harus lebih rendah dari ketegangan pegas, dengan kata lain, $C < F_0$. Pada kepesatan-batas poros turbin, gaya ini harus seimbang, yakni $C_0 = F_0$ (dengan C_0 — gaya sentrifugal pen pemutus-hubung pada kepesatan batas poros).

Gaya yang dikerjakan oleh pegas

$$F_0 = f_0 k. \quad (9-9)$$



Gambar 9-16. Diagram variasi gaya untuk peralatan pemutus-hubung kepesatan lebih.

$$F_0 = f_0 k.$$

Gaya sentrifugal pena pemutus-hubung

$$C_0 = \frac{G}{g} e \omega_{\text{maks}}^2 \tag{9-10}$$

dili mana ω_{maks} – kepesatan sudut maksimum poros yang diizinkan.

Gaya sentrifugal pen pemutus-hubung jika pegas dalam keadaan tertekan (jika alat pemutus-hubung beroperasi) harus bertambah pada laju yang lebih besar daripada pertambahan ketegangan pegas, dengankata lain, alat pemutus-hubungan haruslah dalam keadaan tak-stabil.

Gaya sentrifugal pen pemutus-hubungan pada perpindahan batas (limiting displacement) cincin pemutus-hubungan (tripping ring) adalah sama dengan

$$C_{\text{maks}} = \frac{G}{g} (e + a) \omega_{\text{maks}}^2 \tag{9-11}$$

Untuk kondisi ini, ketegangan pegas akan menjadi

$$F_{\text{maks}} = F_0 + ka \tag{9-12}$$

Adalah biasa untuk mengandaikan, sewaktu mendesain alat pemutus-hubung

$$F_{\text{maks}} = 0,65 C_{\text{maks}} \tag{9-13}$$

Dengan mensubstitusikan nilai-nilai dari Persamaan (9-11) dan (9-12) ke dalam Persamaan (9-13) kita peroleh

$$F_0 + ka = 0,65 \frac{G}{g} (e + a) \omega_{\text{maks}}^2. \tag{9-14}$$

Besaran G , e , a , dan ω_{maks} terlebih dulu harus ditentukan untuk dapat melanjutkan pendesainan; e biasanya diandaikan antara 4 sampai 8 mm, dan a dari 3 sampai 7 mm. Dari pengandaian-pengandaian ini kita dapat menentukan nilai-nilai C_0 dan F_0 dengan memakai Persamaan (9-10), dan k diperoleh dari Persamaan (9-14):

$$k = \frac{0,65 \frac{G}{g} (e + a) \omega_{\text{maks}}^2 - F_0}{a} \tag{9-14a}$$

Diameter d kawat pegas akan sama dengan

$$d = \sqrt[3]{\frac{16RF_{\text{maks}}}{\pi\sigma_d}} \tag{9-15}$$

dili mana σ_d – tegangan puntir pegas maksimum yang diizinkan yang dapat mencapai 4.000 kg/cm².

Gambar 9-16 menunjukkan diagram variasi tegangan pegas dan gaya sentrifugal yang dikerjakan oleh pen pemutus-hubung (tripping pin).

Gaya $\Delta C = C_{\text{maks}} - F_{\text{maks}}$ dikenal sebagai gaya pemindah alat pemutus-hubung (tripping device).

Bab Sepuluh

RINCIAN KONSTRUKSI TURBIN KONDENSASI NEKATINGKAT

10.1 PRINSIP KONSTRUKSI TURBIN KONDENSASI

Turbin haruslah terandalan, ekonomis dan mudah pengoperasiannya, sederhana konstruksi dan perakitannya serta mudah dijangkau untuk melakukan perbaikan dan pemeliharaan. Pengalaman menunjukkan bahwa pembuatan turbin yang demikian pada kenyataannya sangat sulit. Misalnya, pembuatan turbin dengan efisiensi yang tinggi, umumnya, selalu mengarah ke pendesainan yang rumit, membutuhkan bahan yang lebih banyak dan umumnya menyebabkan biaya pembikinan, perakitan, perbaikan dan pemeliharaan yang lebih mahal. Di lain pihak, turbin dengan desain yang sederhana yang mudah dioperasikan, murah ditinjau dari segi pembiknannya, umumnya, terbukti tidak efisien.

Pendesain turbin berusaha sebaik mungkin untuk dapat memenuhi semua kondisi di atas dengan memperhatikan tingkat kepentingannya dalam urutan yang sesuai. Dengan mengkaji berbagai jenis konstruksi yang baru, dengan membandingkan varian masing-masing untuk operasi yang ekonomis dan biaya awal, kemudahan perakitan, pemeliharaan, dan lain-lain, pendesain selalu mencoba untuk memberikan kepada konsumen suatu mesin yang terandalan. Jadi keterandalan operasi agaknya adalah faktor yang terpenting dan harus selalu terpenuhi tanpa terikat pada faktor-faktor yang membantu. Pada saat yang sama pemilihan jenis pembuatan tergantung pada banyak faktor, misalnya, kapasitas turbin, kondisi-kondisi uap, efisiensi, biaya pembikinan, sumber-sumber air stasiun pembangkit yang dimaksudkan, dan lain-lain.

Pada praktek pembangkitan tenaga, adalah biasa untuk membedakan turbin menjadi turbin beban-dasar dan turbin beban-puncak. Turbin beban-dasar selalu beroperasi pada beban-penuh dan dengan demikian turbin itu harus didesain untuk efisiensi tertinggi pada beban terujinya. Turbin beban-puncak, karena turbin ini dipakai hanya pada selang waktu yang singkat untuk periode-periode beban-puncak, bisa mempunyai efisiensi yang lebih rendah. Beban yang paling ekonomis untuk turbin-turbin yang demikian adalah kira-kira 75 sampai 80% dari kapasitas nominalnya. Koefisien karakteristik Y agaknya adalah salah satu parameter terpenting yang mengatur efisiensi turbin. (Lihat Pasal 7-4.) Untuk kondisi-kondisi awal dan akhir uap yang diketahui (p_0 , t_0 dan p_2), koefisien ini sama sekali tergantung pada $\sum_1^z u^2$, yakni pada diameter cakram d , jumlah tingkat z , dan putaran n . Nilai $\sum_1^z u^2$, yang paling ekonomis, dan akibatnya efisiensi tertinggi dan konstruksi turbin-terbaik bisa dicapai dengan pemilihan besaran-besaran d , z , dan n yang sesuai.

a) Prinsip Konstruksi untuk Turbin Kapasitas Kecil dan Menengah

Untuk turbin-turbin kapasitas kecil dan menengah, pemilihan diameter yang besar disokong dari segi dipemenuhannya jumlah tingkat yang lebih sedikit, kekompakan konstruksi dan biaya pembikinan yang lebih rendah. Bagaimanapun, ini akan menyebabkan nosel dan sudu-sudu yang lebih pendek pada beberapa tingkat yang pertama, derajat pemasangan parsial yang lebih rendah dan dimungkinkannya penerusan pemasangan parsial pada tingkat-tingkat yang berikutnya. Pemakalan sudu dan nosel pendek maupun derajat pemasangan parsial yang rendah akan menyebabkan penurunan yang agak besar pada efisiensi tingkat-tingkat ini dan turbin secara keseluruhan. Dan dari segi usaha untuk mempertahankan efisiensi yang sesuai untuk turbin kapasitas kecil dan menengah, adalah suatu hal yang disarankan untuk tidak memakai diameter yang terlalu besar dengan ukuran sudu yang terus membesar, kenaikan derajat pemasangan parsial pada tingkat yang pertama akan meniadakan perlunya pemakaian pemasangan parsial pada tingkat tekanan yang kedua dan yang berikutnya. Akan tetapi, untuk turbin-turbin dengan kecepatan poros sebesar 3000 rpm, pemakaian diameter yang lebih kecil, walaupun efisien, akan membutuhkan jumlah tingkat yang lebih banyak, yang demikian banyaknya sehingga bisa memaksakan turbin harus dibuat dalam dua atau bahkan tiga unit. Konstruksi yang demikian adalah suatu konstruksi yang dihindari karena membutuhkan bahan

yang lebih banyak, membutuhkan pembiayaan yang lebih banyak baik untuk konstruksi maupun untuk pemeliharaan, sulit mengoperasikannya dan terlebih-lebih lagi tidak terandalkan. Untuk mempertahankan nilai $\sum u^2$ berada pada angka optimumnya dan pada saat yang sama turbin berada pada keadaan yang

kompat dengan diameter yang kecil dan jumlah tingkat yang sedikit, putaran turbin diperbesar hingga menjadi 5.000, 9.000 bahkan sampai 12.000 rpm. Akan tetapi, putaran yang tinggi memerlukan pemakaian roda-roda gigi reduksi sewaktu menggandeng turbin ke alternator, yang melibatkan pembiayaan tambahan dan kerugian-kerugian yang membesar akibat gesekan. Semua faktor yang disebutkan di atas menekankan beberapa kesulitan yang harus ditanggulangi oleh pendesain turbin sewaktu mendesain turbin-turbin kapasitas kecil dan menengah. Untuk menyeimbangkan semua kekhasan desain ini, adalah biasa untuk melakukan desain-desain perbandingan yang didasarkan pada kemampuan (adaptability) untuk pembikinan dengan efisiensi yang cukup tinggi. Perbandingan variasi yang berbeda dan analisis data prestasi turbin-turbin yang sudah beroperasi memungkinkan untuk melakukan pemilihan varian yang paling optimum untuk turbin yang sedang diperhatikan.

Tingkat-tingkat dua baris telah banyak dipakai sebagai tingkat pengatur untuk turbin-turbin kapasitas kecil dan menengah. Pemakaian tingkat pengatur dua-baris agak disukai bila ditinjau dari segi pendesain karena pemakaian yang demikian akan menyederhanakan konstruksi turbin yang dimaksud. Selanjutnya, turbin-turbin yang mempunyai tingkat pengaturan dua-baris ternyata mempunyai efisiensi yang stabil walaupun beroperasi pada kondisi-kondisi di luar kondisi yang telah ditetapkan sewaktu pendesainan.

Tingkat-tingkat pengatur dua-baris biasa dapat dipakai untuk penurunan-tekanan yang besar (40 sampai 50 kkal/kg atau lebih), yang akan menyederhanakan konstruksi rumah turbin dan perapat-perapat lajirin disebabkan oleh tekanan rendah yang terjadi sesudah melewati tingkat pertama, memungkinkan untuk memilih sudu-sudu yang cukup panjang pada tingkat-tingkat tekanan-rendah (berdasarkan volume spesifik yang lebih besar yang akan dialirkan oleh tingkat-tingkat terakhir).

Pemakaian tingkat-tingkat pengaturan baris-tunggal dengan penurunan tekanan yang kecil padanya (115 sampai 20 kkal/kg) akan rumitkan konstruksi yang memperbesar biaya-biaya pembikinan yang sangat tidak disukai. Desain dan konstruksi tingkat-tingkat tekanan-rendah untuk turbin-turbin kapasitas kecil dan menengah (pada kepesatan putaran normal yang sama dengan 3000 rpm) tidak akan menimbulkan kesulitan-kesulitan. Untuk jumlah aliran yang sedikit, pencabangan uap tekanan-rendah tidak selalu diperlukan dan sama halnya sudu-sudu dengan panjang yang terbatas tidak perlu dipakai. Kerugian kecepatan-keluar (carry-over) pada tingkat tekanan-rendah untuk turbin-turbin yang demikian biasanya tidak berarti.

b) Pemilihan Jenis Konstruksi untuk Turbin Kapasitas Besar

Pemilihan konstruksi yang paling sesuai dan optimum, pada turbin-turbin kondensasi kapasitas besar, menghadapi persoalan yang sulit. Dalam hal ini perhatian yang besar harus diberikan tidak saja untuk konstruksi tingkat pengatur pertama, tetapi juga pada beberapa tingkat tekanan-rendah yang terakhir. Kenadalan operasi sangat tergantung pada pemilihan jenis konstruksi yang sesuai untuk tingkat-tingkat tekanan-rendah, efisiensi, biaya pembikinan dan lain-lain.

Rincian konstruksi turbin-turbin yang telah ada adalah sangat berjenis-jenis yang berbeda dalam hal efisiensi, biaya awal, biaya pemeliharaan, dan lain-lain. Turbin-turbin dengan pengaturan pencekikan (throttling) seperti halnya juga dengan pengaturan pelangkauan (bypass) sekarang ini sudah ketinggalan zaman. Efisiensi turbin yang demikian sangat memburuk pada beban-beban rendah disebabkan oleh kerugian pencekikan. Pada beban nominal sekalipun, efisiensi turbin yang demikian tidak tinggi. Sekalipun dengan keburukan-keburukan yang disebutkan di atas, turbin dengan pengaturan pencekikan dan pelangkauan banyak dipakai pada masa lalu untuk kapasitas yang berkisar dari 12.000 sampai 50.000 kW untuk parameter-parameter uap yang sama dengan 30 sampai 35 ata. Pada saat sekarang ini pun turbin dengan pengaturan pencekikan dipakai untuk mesin-mesin kapasitas besar yang didesain untuk beroperasi pada tekanan dan temperatur uap yang sangat tinggi, bila turbin-turbin tersebut hendak dipakai sebagai turbin beban-dasar, yakni, turbin yang beroperasi pada rating-ekonomis maksimumnya (jenis VKT-100 turbin buatan Kh. T.W., L.M.W. dan Kh. T.W. sekarang ini sedang membangun turbin dengan kapasitas 300 MW pada kondisi awal uap 240 ata dan 580°C dengan pengaturan pengendalian nosel. Turbin-turbin yang demikian ini harus beroperasi pada rating kontinu maksimumnya untuk mendapatkan efisiensi yang tinggi.

Jenis turbin lain yang sangat banyak dipakai adalah turbin dengan pengaturan pengendalian nosel yang digabungkan dengan pensuplai uap ke tingkat-tingkat tengahnya; efisiensi turbin yang demikian ini ternyata agak stabil walaupun pada beban-beban yang rendah. Akan tetapi, pada keadaan beban lebih, turbin-turbin ini tidak efisien, yang mempunyai keburukan yang serius. Keburukan ini akan sangat menjadi nyata pada turbin kapasitas besar yang beroperasi pada kapasitas puncaknya. Turbin, yang kapasitas nominalnya dicapai dengan mensuplai uap segar ke satu atau lebih tingkat-tengahnya disebabkan oleh penurunan tekanan yang lebih sedikit pada tingkat pengatur, ternyata mempunyai jumlah tingkat yang sangat banyak yang menyebabkan biaya awal yang bertambah besar. Bahkan pada beban nominal ternyata bahwa efisiensinya tidak tinggi. Untuk membuat turbin-turbin kapasitas besar mencapai kerja ekonomisnya pada daerah beban nominal, pengaturan dengan pengendalian nosel sekarang ini sangat banyak dipakai. Cakram Curtis baris-tunggal atau baris-ganda dipakai sebagai tingkat pengatur pertama pada turbin-turbin yang demikian. Walaupun cakram dua-baris agak menyederhanakan konstruksi, pemakaiannya bisa saja tidak selalu memberikan efisiensi yang cukup tinggi. Pemakaian cakram pengatur baris-tunggal akan memperbesar efisiensi dan dengan demikian kelihatannya turbin yang demikian ini disukai. Akan tetapi, penurunan tekanan yang semakin sedikit pada tingkat pengatur ini, akan semakin tinggi tekanan di dalam rumah turbin, jumlah tingkat tentu saja semakin banyak, tebal dinding akan bertambah dan perapat-perapat labirin ujung akan mempunyai konstruksi yang semakin rumit, khususnya pada turbin-turbin dengan tekanan yang sama atau yang lebih tinggi daripada tekanan kritis. Hingga masa belakangan ini, adalah praktek yang biasa untuk membuat cakram Curtis dua-baris sebagai tingkat pengatur untuk turbin-turbin kapasitas besar, tetapi sekarang semakin banyak turbin yang dibuat dengan tingkat pengatur baris-tunggal dengan maksud untuk mempertinggi efisiensinya. Bagaimanapun, turbin-turbin dengan tekanan awal yang sangat tinggi dibuat dengan tingkat pengatur dua-baris karena akan menghasilkan desain yang agak sederhana.

Desain dan ukuran sudu demikian juga dengan pengkalan (channelisation) uap pada tingkat tekanan-rendah turbin kondensasi kapasitas besar pada dasarnya tergantung pada kecepatan poros dan tekanan uap mutlak pada sisi-keluar sudu. Kevakuman yang tinggi dimanfaatkan untuk mencapai efisiensi yang semaksimal mungkin untuk turbin-turbin yang demikian. Kevakuman yang lebih tinggi diikuti oleh volume uap yang lebih besar yang akan dialirkan oleh tingkat-tingkat tekanan-rendah yang dengan demikian akan memerlukan pemakaian ukuran sudu yang agak lebih besar untuk tingkat-tingkat terakhir. Untuk dapat mengalirkan volume uap yang demikian besar dengan efektif, dalam hal turbin kapasitas besar (lebih dari 50 MW), digunakan dua atau bahkan tiga silinder tekanan-rendah. Kapasitas batas turbin kondensasi diatur oleh kapasitas pengaliran tingkat-tingkat tekanan rendah (lihat Pasal 7-16).

Bagian sudu sisi-keluar untuk turbin kecepatan-rendah biasanya agak lebih besar daripada bagian-bagian sudu sisi-keluar untuk turbin kecepatan tinggi. Jadi untuk turbin yang mempunyai kapasitas yang sama dan beroperasi pada kevakuman yang sama, ternyata turbin kecepatan-rendah mempunyai distribusi uap yang lebih sederhana pada tingkat-tingkat rendahnya daripada turbin kecepatan-tinggi. Ini adalah keuntungannya. Akan tetapi, turbin kecepatan-rendah membutuhkan jumlah tingkat yang jauh lebih banyak atau diameter yang jauh lebih besar daripada turbin kecepatan tinggi yang dengan demikian akan menambah bobot dan biaya awalnya. L.M.W. dan Kh. T.W. pada tahun 30-an membangun turbin-turbin kondensasi dengan kapasitas 50.000 dan 100.000 kW pada kondisi-kondisi awal uap 29 ata dan temperatur 400°C dengan kecepatan poros sama dengan 1.500 rpm. L.M.W. akhirnya berpindah ke kecepatan yang sekarang ini sudah diterima di mana-mana yakni 3.000 rpm. Turbin 3.000 rpm yang dibuat oleh L.M.W. ternyata jauh lebih kompak dan lebih ringan bila dibandingkan dengan turbin-turbin dengan kapasitas yang sama dan beroperasi pada kondisi-kondisi uap yang sama yang dibikin oleh Kh.T.W. Rotor-rotor turbin jenis AK-50-2¹ dan AK-100-1¹ yang dibangun oleh L.M.W. adalah kurang dari setengah bobot rotor-rotor Kh. T.W., dan tentu saja akan lebih murah.

Akan tetapi, L.M.W. harus memakai sudu gallery-ganda untuk tingkat-tingkat tekanan-rendah (tingkat Bauman) yang agak merumitkan desainnya (lihat Pasal 10-4). Kenaikan putaran dari 1.500 menjadi 3.000 rpm memungkinkan untuk mengurangi bobot kotor turbin sebanyak 30%. Hal ini adalah salah satu keuntungan utama turbin kecepatan-tinggi. Dalam hal turbin yang beroperasi pada tekanan yang tinggi, kenaikan putaran memungkinkan untuk memperbesar tinggi nosel dan sudu untuk tingkat tekanan yang pertama yang menyebabkan efisiensi lebih tinggi. Di Uni Soviet pengkonstruksian turbin dilakukan sesuai dengan persyaratan yang diberikan oleh GOST untuk tekanan uap, ranting turbin, jenis konstruksi, dan lain-lain. Pengklasifikasian turbin yang sistematis ini adalah prasyarat untuk penstandaran bagian-bagian turbin yang memungkinkan saling dipertukarkannya bagian-bagian turbin seri yang tertentu.

Pengalaman para pembuat turbin di Uni Soviet menunjukkan bahwa sejumlah besar rincian turbin

seperti bantalan, perapat labirin, alat (device) pengatur dan khususnya ukuran-ukuran dan profil nosel dan sudu-gerak, dapat distandarkan. Kecenderungan yang terjadi akhir-akhir ini pada pembangunan turbin kebanyakan diarahkan ke pemakaian tekanan dan temperatur yang tinggi untuk suplai uap. Efisiensi turbin akan naik dengan naiknya tekanan dan temperatur uap segar demikian juga dengan pemakaian sistem pemanasan air pengisian ketel secara regeneratif. Oleh sebab itu, sangatlah disukai bahwa para meter awal uap yang maksimum digabungkan dengan ekstraksi yang sebanyak mungkin untuk pemanasan air pengisian ketel; seperti juga untuk memakai uap ceratan untuk maksud-maksud pemanasan untuk keperluan industri, dan lain-lain. Temperatur tertinggi yang masih diizinkan pada turbin uap diatur oleh bahan yang dipakai, biaya bahan dan biaya pembikinan. Kenaikan tekanan awal akan menyebabkan kenaikan kebasahan uap buang, yang dengan demikian akan merumitkan konstruksi tingkat tekanan-rendah, perapat labirin dan flens silinder tekanan-tinggi.

Pada turbin uap, tekanan-tinggi yang sekarang sedang dibuat, kebasahan (teoretis) ternyata 12 sampai 14% untuk uap buang. Adalah memungkinkan untuk membangun turbin tanpa pengulang-panasan uap dari tingkat-tengah bila tekanan awal uap tidak melebihi 90 ata dan temperatur awal tidak lebih rendah dari 500°C. Pemakaian tekanan yang sangat tinggi, walaupun dengan temperatur awal uap panna-lanjut yang tinggi, akan selalu menyebabkan kenaikan kebasahan uap buang dan dengan demikian akan memperbesar kerugian akibat kebasahan, penurunan efisiensi keseluruhan dan erosi pada sudu tingkat tekanan-rendah. Jadi untuk turbin yang beroperasi pada tekanan yang lebih tinggi dari 100 ata, pemanasan uap dari tingkat-tengah turbin pasti dilakukan. Mutu bahan yang akan dipakai untuk stator dan rotor maupun untuk sudu, nosel dan diafragma tingkat-tingkat pertama tergantung pada temperatur awal maupun temperatur pengulang-panasan tingkat-tengah. Pengalaman beberapa tahun yang lalu telah menunjukkan bahwa untuk uap segar dan uap yang diulang-panaskan dengan temperatur yang tidak lebih dari 565 sampai 580°C, bermacam-macam baja perlit (pearlite) yang harganya lebih murah dapat dipakai dengan memuaskan. Untuk turbin yang beroperasi pada temperatur yang lebih dari 580°C baik untuk uap segar maupun untuk uap yang diulang-panaskan, pemakaian bermacam-macam baja austenit (austenite) yang lebih mahal menjadi suatu keharusan.

Turbin-turbin yang sekarang ini sedang dibuat pada tekanan 130 ata dan temperatur 565°C dengan pengulangprosesan tingkat tengah hingga 565°C bersama-sama dengan pemakaian sistem pemanasan air pengisian ketel yang sangat maju telah memungkinkan perbaikan efisiensi sampai 25 hingga 30% dibandingkan dengan pasangan alternator-turbo tekanan menengah (29 ata dan 400°C). Turbin kapasitas besar yang beroperasi pada parameter kritis dan kritis-lanjut sedang dibuat dengan satu atau dua poros. Di Amerika Serikat adalah suatu praktek yang biasa untuk memakai dua poros untuk turbin dengan kapasitas 250 sampai 340 MW. Di Uni Soviet sendiri, L.M.W. dan Kh.T.W. sedang membuat turbin kapasitas 300 mW pada unit tunggal dengan temperatur 580 untuk uap segar dan 565°C untuk uap yang diulang-panaskan dan 240 ata pada poros tunggal. Unit-unit dua-poros membutuhkan dua unit alternator. Desainnya lebih rumit yang membutuhkan baja lebih banyak dan dengan demikian biaya pembikinannya lebih mahal, demikian juga dengan biaya perakitannya. Akan tetapi, unit-unit dua-poros mempunyai kerugian kecepatan-keluar yang agak lebih kecil pada tingkat-tingkat terakhirnya sekalipun dengan kevakuman yang tinggi, yang sangat menguntungkan dipakai untuk pembuatan turbin efisiensi tinggi.

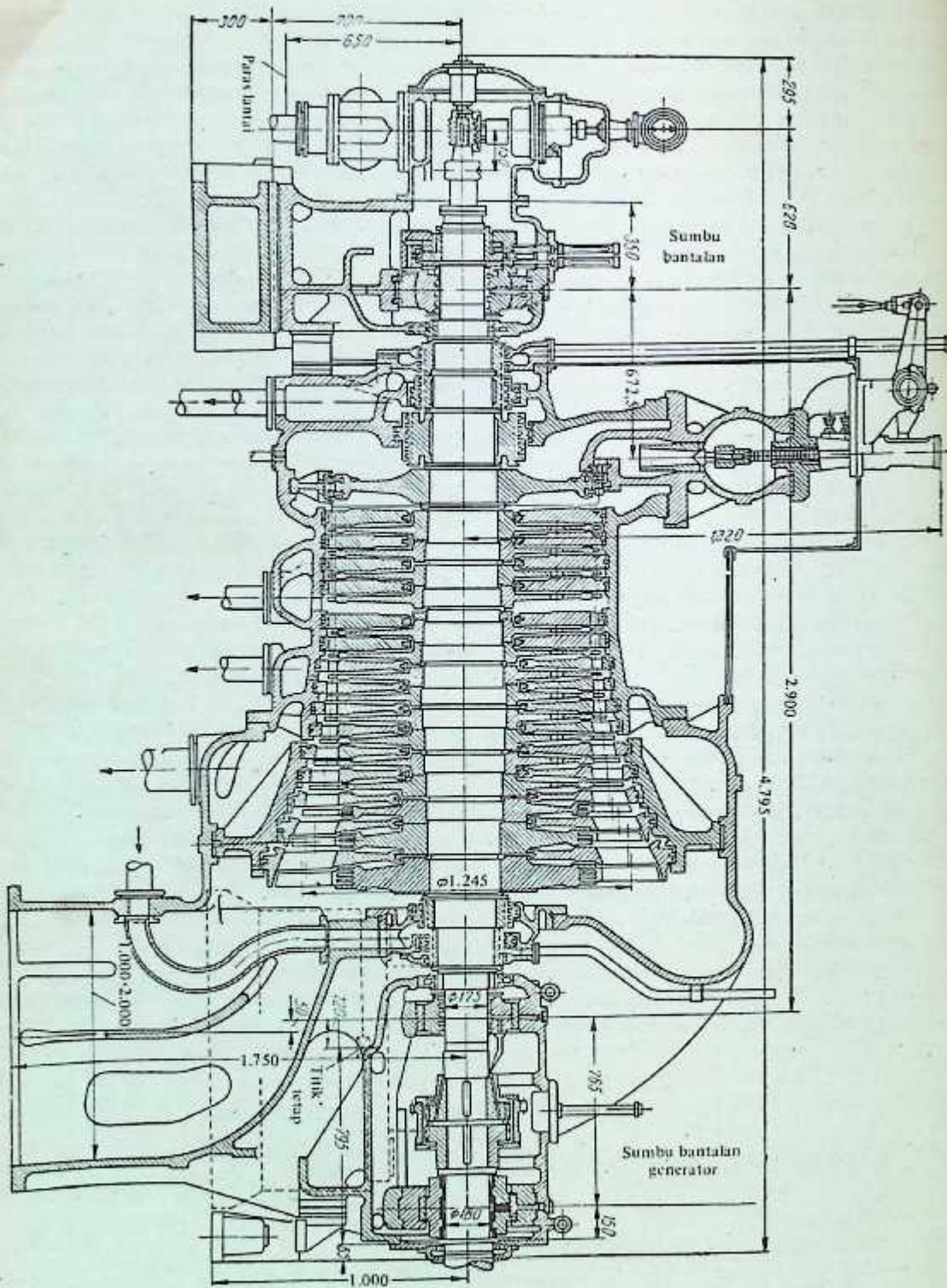
Pada saat ini, di Uni Soviet, turbin-turbin kapasitas besar telah dibuat pada tekanan-tekanan kritis dan kritis-lanjut dengan pemanasan tingkat-tengah yang tinggi. Turbin-turbin dengan kapasitas 150.000 dan 200.000 kW telah pula beroperasi pada beberapa stasiun pembangkit tenaga termal di Uni Soviet.

CONTOH-CONTOH KONSTRUKSI TURBIN KONDENSASI

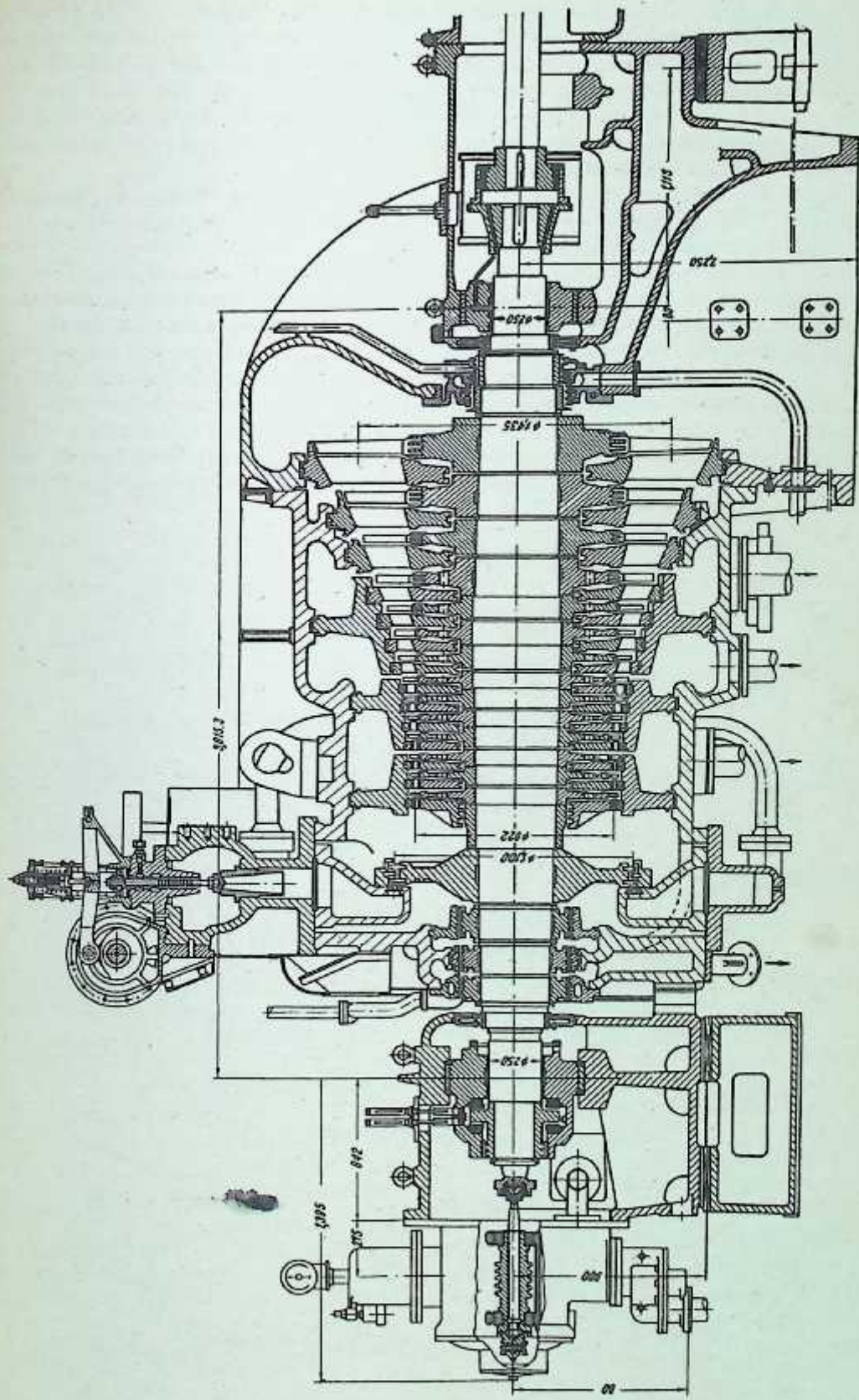
1. Turbin yang Dibuat oleh Lenin Nevsky Works (L.N.W.)

Lenin Nevsky Works membuat turbin-turbin silinder-tunggal kapasitas kecil yang dipakai sebagai penggerak mula untuk alternator, blower-turbo, dan lain-lain.

Dua turbin yang dibuat oleh pabrik ini akan dijelaskan berikut ini. Kedua turbin ini didesain untuk beroperasi pada kondisi-kondisi awal uap 35 ata dan 435°C. Gambar 10-1 menunjukkan penampang tegak turbin K-6-35 (AK-6). Turbin ini dibuat untuk beroperasi sebagai penggerak mula untuk alternator kapasitas 6.000 kW pada kecepatan putar poros 3.000 rpm; uap disuplai melalui seperangkat nosel. Tingkat-pengatur yang diikuti oleh 15 tingkat-tekanan menerima suplai uap ke noselnya melalui empat katup pengatur. Tingkat-pengatur terdiri atas cakram dua-baris. Turbin mempunyai tiga ekstraksi untuk pe-



Gambar 10-1. Turbin K-6-35 (AK-6) buatan Lenin Nevsky Works.

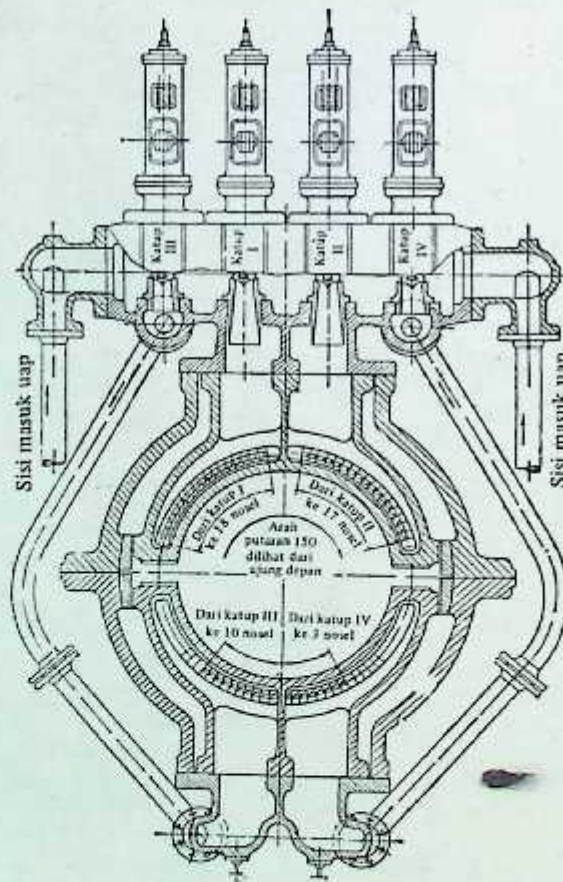


Gambar 10-2. Turbin AK-14 buatan Lenin Nevsky Works.

manasan air pengisian ketel. Ekstraksi pertama adalah sesudah tingkat kelima; kedua—sesudah tingkat kedelapan dan ekstraksi yang ketiga adalah sesudah tingkat kesebelas. Perapat-perapat gland labirin ujung depan dan belakang adalah dari jenis kerucut (fir-cone). Cakram dipasang pada poros turbin dengan sambungan kerut, yang memberikan kekakuan pada kondisi operasi normal. Bantalan ujung depan adalah bantalan jenis gabungan bantalan luncur-dan-dorong; selongsong bantalan luncur dibuat berbentuk bola untuk mendapatkan distribusi dorongan pada sepatu bantalan dorong. Bantalan luncur turbin dan alternator (No. 2 dan 3) ditempatkan pada rumah bantalan khusus, dan kopling fleksibel antara turbin dan alternator. Kopling fleksibel ini dilumasi melalui bantalan luncur No. 2.

Gambar 10-2 menunjukkan penampang tegak turbin AK-14¹ yang didesain untuk menggerakkan blower-turbo. Turbin ini didesain untuk kapasitas normal sebesar 14.000 kW, dengan kecepatan yang bervariasi yang berkisar antara 2.400 sampai 3.400 rpm.

Suplai uap untuk turbin ini adalah melalui sistem nosel. Gambar 10-3 menunjukkan penampang tegak segmen nosel turbin tersebut. Empat katup pengatur yang ditempatkan pada stator turbin mensuplai uap ke empat kelompok nosel, dua di antaranya ditempatkan di bagian paruhan atas dan yang selebihnya pada paruhan bawah rumah turbin. Turbin terdiri dari satu tingkat pengatur dua-baris dan enam belas tingkat-tekanan. Perapat labirin ujung depan dan belakang, gabungan bantalan luncur dan dorong serta bantalan luncur, kopling fleksibel dan pelumasannya adalah sama dengan yang dipunyai oleh turbin K-6-35 (AK-6). Cakram turbin dipasang secara sambungan-kerut pada poros. Spindel pengatur kecepatan sentrifugal dan pompa minyak utama digerakkan oleh poros turbin melalui roda gigi cacing. Roda gigi cacing itu bertumpu pada bantalan yang tersendiri. spindelnya dihubungkan dengan poros turbin melalui poros beralur.



Gambar 10-3. Penampang kotak nosel, turbin AK_v 14.

¹ Bukan turbin standar.

Tuas pemutus-hubung (trip) kepesatan-lebih juga ditempatkan pada ujung depan spindel roda gigi cacing. Turbin dipasang tetap pada rangka dasarnya pada ujung buang. Ekspansi turbin, sewaktu beroperasi, dilakukan menuju ke arah tekanan-tingginya. Perpindahan aksial rumah bantalan dimungkinkan dengan jalan menempatkan pasak gelincir di antara rumah dan bantalan.

2. Turbin buatan Ural Turbomotor Works (U.T.W.)

U.T.W. membuat turbin-turbin kondensasi dengan ekstraksi. Kapasitas turbin ini bervariasi antara 112.000 sampai 50.000 kW yang beroperasi pada tekanan menengah dan tinggi untuk uap masuk: 35 ata dan 435°C; 90 ata dan 500°C; 130 ata dan 565°C.

Gambar 10-4 menunjukkan penampang tegak turbin K-12-35 (AK-12) yang mempunyai kapasitas 112.000 kW pada kepesatan-putar normal sebesar 3.000 rpm; parameter awal uap adalah 35 ata dan 435°C.

Turbin ini terdiri dari satu tingkat-pengatur dua-baris dan tujuh belas tingkat-tekanan. Suplai uap ke turbin adalah melalui seperangkat nosel. Jumlah uap yang mengalir ke nosel tingkat pertama dikendalikan oleh empat katup pengatur, yang dioperasikan melalui sistem tuas oleh servomotor utama. Unit mempunyai empat ekstraksi untuk pemanasan air pengisian ketel. Perapat gland ujung depan dan belakang adalah jenis labirin. Perapat labirin ujung depan dilengkapi dengan penceratan ke pemipaan ekstraksi kedua. Semua cakram dipasang pada poros dengan sambungan kerut dan ditetapkan pemasangannya pada poros oleh pasak. Ujung depan turbin ditopang oleh gabungan bantalan luncur dan dorong, selongsong bantalan luncur yang mempunyai permukaan yang berbentuk bola. Bantalan luncur pada ujung belakangnya dipasang kokoh pada stator.

Rotor turbin dan generator digandeng bersama-sama oleh kopleng semi-fleksibel. Suatu indikator dilengkapi, di antara selongsong bantalan dan flens kopleng pada ujung belakang, untuk menunjukkan ekspansi linear turbin sewaktu beroperasi. Tuas tangan disediakan untuk dapat memutar rotor dengan tangan. Tuas pemutus-hubungan kepesatan-lebih ditempatkan di antara bantalan dorong dan transmisi beralur (splined) ke pompa minyak utama. Relai (relay) dipasang pada ujung depan stator yang secara otomatis memutuskan hubungan turbin bila terjadi perpindahan aksial yang besar. Unit turbin dilengkapi dengan sistem pengaturan hidraulik yang dikembangkan oleh pabrik ini yang bekerja sama dengan V.T.I.

3. Turbin-turbin Buatan Kharkov Turbine Building Works (Kh.T.W.)

Kh.T.W. membangun turbin-turbin kapasitas besar pada tekanan-tekanan menengah, tinggi dan kritis-lanjut. Rincian konstruksi dan jenis-jenisnya dijelaskan berikut ini.

a) Turbin AK-50-X¹

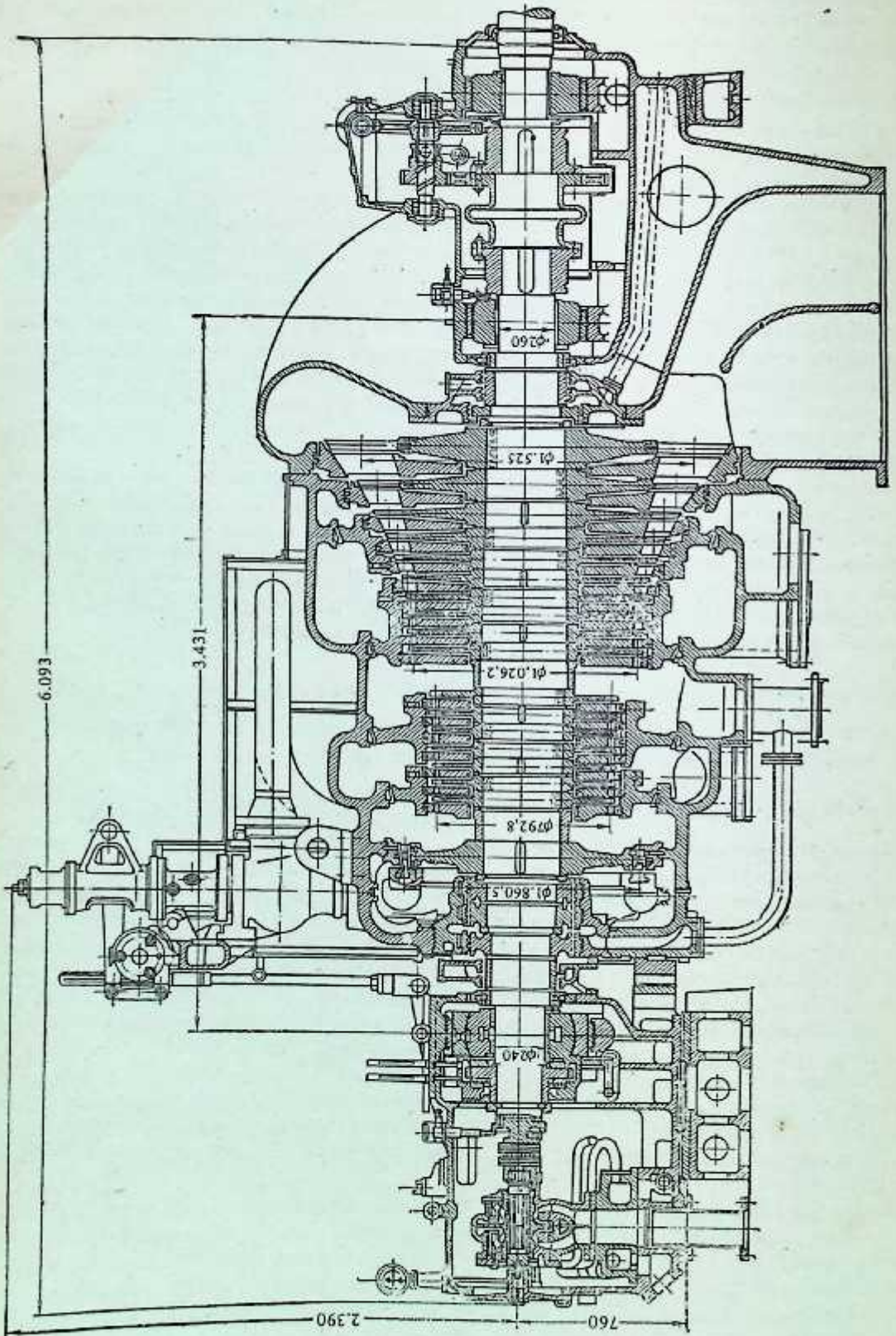
Gambar 10-5 menunjukkan penampang silinder turbin dengan kapasitas 50.000 kW pada kepesatan poros 1.500 rpm (jenis lama).

Tekanan dan temperatur pendesainan adalah: $p_0 = 29$ ata, $t_0 = 400^\circ\text{C}$ dan $p_2 = 0,04$ ata; temperatur air pendingin $t_{2p} = 15^\circ\text{C}$. Uap segar disuplai ke tingkat pengatur dua-baris yang pertama melalui seperangkat nosel. Sembilan katup pengatur yang ditempatkan pada ujung depan stator akan mengendalikan suplai uap. Ruang-sorong distribusi uap dicor dalam satu kesatuan dengan stator turbin. Seluruh uap dialirkan ke nosel pada paruhan atas stator. Derajat pemasukan parsial (degree of partial admission) pada kondisi-kondisi beban penuh (50.000 kW) adalah 40%. Katup stop dipasang tetap pada rumah turbin. Gambar 10-6 menunjukkan potongan tegak bagian depan turbin.

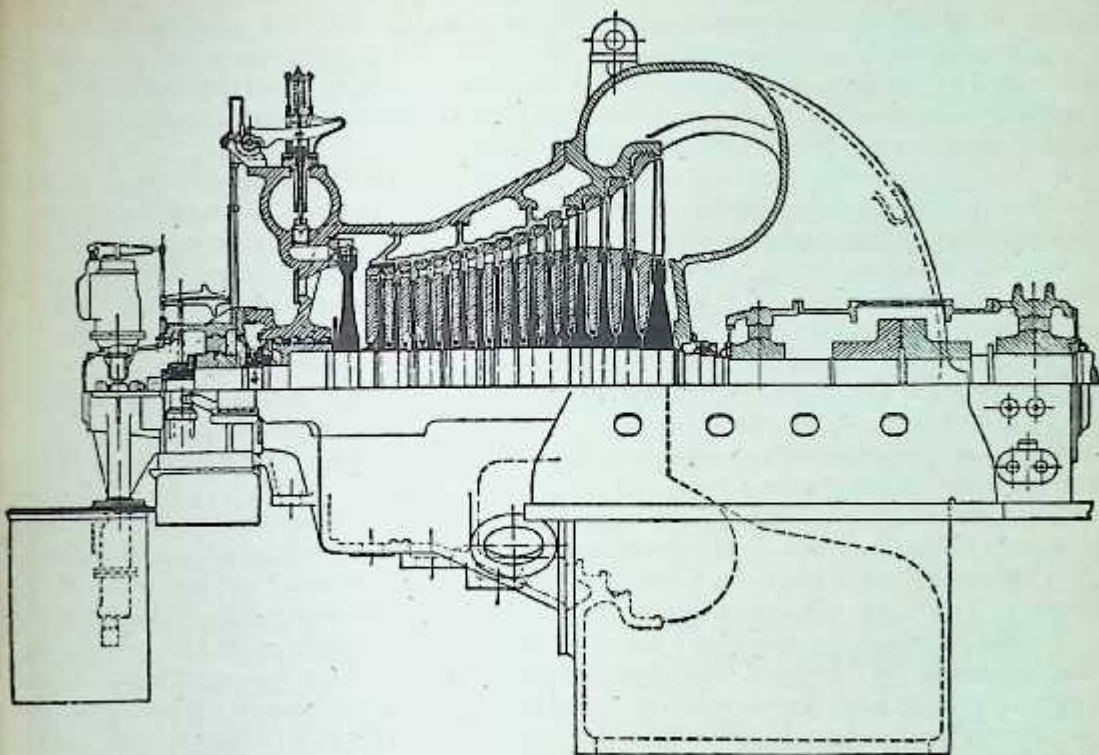
Tiga ekstraksi disediakan untuk pemanasan air pengisian ketel secara regeneratif dari ruang uap sesudah tingkat keenam, kesepuluh dan ketiga belas. Temperatur penceratan pada beban penuh adalah 1152°C. Jumlah uap yang mengalir melalui turbin pada kondisi-kondisi beban yang didesain adalah kira-kira 225 ton per jam pada 50.000 kW dan 176,5 ton pada 40.000 kW. Efisiennya adalah $\eta_{v_i} = 0,82$ dan $\eta_{m_i} = 0,994$.

Perapat gland ujung depan digabung dengan labirin dan diberi perapat air, ujung belakang hanya diberi perapat air. Kebocoran uap melalui perapat-perapat labirin pada beban penuh adalah 0,5% dari uap yang disuplai. Uap bocor dari perapat-perapat labirin dimanfaatkan untuk pemanasan air pengisian ketel pada pemanas. Tekanan sesudah tingkat pertama pada beban penuh adalah 16 ata, penurunan kalor pada tingkat pengatur adalah kira-kira 39 kkal/kg. Diameter rata-rata beberapa tingkat terakhir (tekanan-

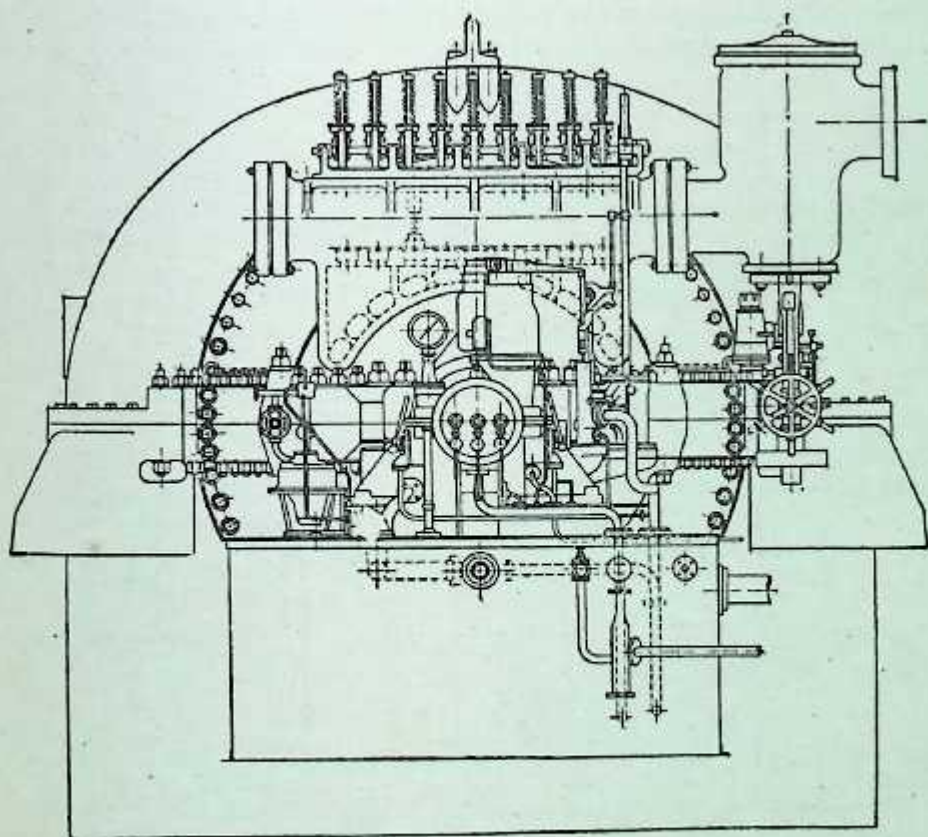
¹ Bukan turbin standar.



Gambar 10-4. Turbin K-12-35 (AK-12) buatan Ural Turbomotor Works.



Gambar 10-5. Turbin AK-50-X buatan Kharkov Turbine Works.



Gambar 10-6. Pandangan depan turbin jenis AK-50-X

rendah) adalah 2800 mm. Tinggi sudu adalah 762 mm. Kecepatan keliling pada diameter rata-rata $u_{rata-rata} = 220$ m/detik, dan pada pelek (rim) $u_{maks} = 280$ m/detik. Penampang sisi keluar yang besar untuk sudu-gerak pada tingkat tekanan-rendah akan memungkinkan untuk mendapatkan kerugian kecepatan-keluar yang relatif rendah. Pada beban 50.000 kW pada tekanan kondenser $p_2 = 0,04$ ata kerugian kecepatan-keluar $h_e = 8$ kkal/kg, yakni, 2,9% dari H_0 .

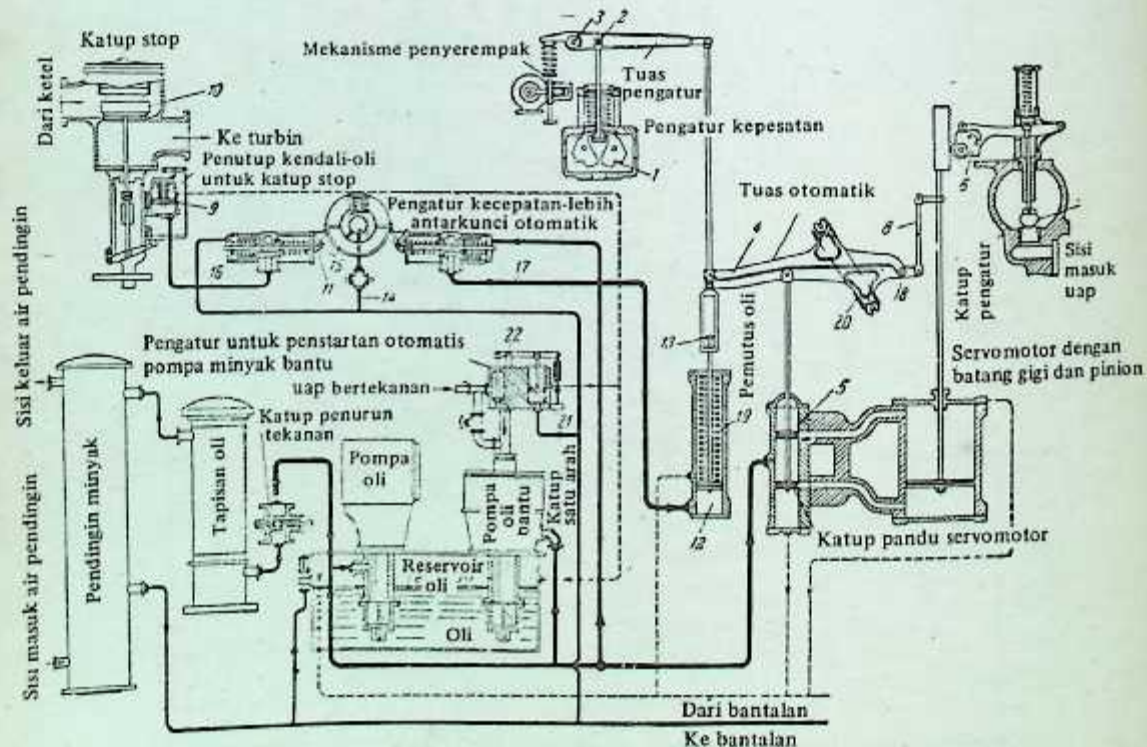
Diaphragma kedua belas tingkat yang pertama dibuat dari baja dan dipasang pada tabung (liner) baja. Pemakaian tabung baja akan menyederhanakan pencoran silinder baja dan membantu dalam meningkatkan pemanasan awal (warming up). Keempat diaphragma tingkat-tingkat terakhir (tekanan-rendah) yang selebihnya terbuat dari besi cor dan langsung dipasang pada rumah turbin sisi-buang. Rotor turbin ditopang oleh dua bantalan luncur. Selongsong-selongsong bantalan dibuat berbentuk bola. Rotor turbin digandeng dengan generator oleh kopling pejal. Dorongan aksial ditahan oleh bantalan dorong jenis bergerigi yang ditempatkan pada ujung depan turbin. Poros turbin mempertahankan kekuatan dengan tingkat yang baik pada kepesatan kritis $n_{kr} = 1.910$ rpm. Jarak antara kedua bantalan luncur yang menopang poros turbin adalah 4.175 mm. Bobot total turbin adalah 240 ton; bobot rotor adalah 34 ton.

Turbin mempunyai konstruksi yang agak sederhana. Turbin ini banyak dipakai di berbagai bidang disebabkan oleh keandalan dan efisiensinya yang cukup tinggi.

Pengatur sentrifugal dan pompa minyak utama dipasang pada poros yang sama yang digerakkan oleh poros turbin melalui pasangan roda gigi cacing. Kepsatan putar pengatur sentrifugal dan pompa minyak adalah 339 rpm. Minyak dialirkan oleh pompa minyak pada tekanan sebesar 7 atm pengukuran (gauge). Gambar 10-7 menunjukkan secara diagram sistem pengatur yang dipakai pada turbin tersebut.

Pengatur sentrifugal 1 melalui tuas 2 dan 4 akan memindahkan piston servomotor 5. Piston servomotor dihubungkan ke batang gigi (rack) dan pinion yang memutar spindel yang mempunyai kam 6. Dengan menggunakan kam yang bentuknya berbeda akan memungkinkan penyusunan pembukaan dan penutupan katup pengatur 7 yang berlangsung secara berurutan. Tuas 8 dan 4 merupakan hubungan balik untuk servomotor. Dalam hal operasi paralel, variasi beban turbin dikerjakan oleh mekanisme penyerempak (synchroniser mechanism) dengan jalan memvariasikan ketegangan pegas.

Roda gigi pemutus-hubung (trip) kepesatan-lebih 15 (jenis cincin) secara serentak mengoperasikan kedua antarkunci (interlock) bila kepesatan naik sebesar 10% dari kepesatan normal. Bila antarkunci diputus-hubungkan, minyak pengatur dari pipa 16 dan 17 mengalir ke penguras. Piston penyeting aliran minyak 9 bergerak ke bawah yang akan menutup katup stop 10. Serentak dengan ini tekanan minyak di



Gambar 10-7. Sistem pengaturan turbin AK-50-X.

dalam ruang 12 akan turun. Sekarang tekanan pegas 19 memaksa piston mekanisme penyetop bergerak ke bawah yang akan menarik tuas otomatis 4 melalui penyambung 13. Tuas 4 terdiri dari dua bagian. Pada operasi turbin yang normal kedua bagian tuas 4 dibuat tetap bersatu oleh pegas 20. Bila penyambung 13 bergerak ke bawah, bagian bawah tuas 4 akan berputar terhadap engsel 18 dan mendorong piston servomotor 5 ke bawah yang akan menyebabkan penutupan katup pengatur 7. Jadi pemutus-hubung kepesatan-lebih secara serentak akan menutup katup stop maupun katup pengatur, yang memastikan terjadinya pemutus-hubung turbin pada waktu terjadinya kepesatan-lebih. Penurunan tekanan pada sistem minyak pengatur akibat alasan-alasan lain juga akan menghasilkan operasi yang sama seperti yang telah dijelaskan di atas.

Minyak untuk pelumas turbin dan bantalan alternator disuplai dari saluran utama bertekanan melalui katup penurunan tekanan (reducing valve), tapisan dan pendingin minyak. Pompa-turbo dan pompa roda gigi untuk pemompaan minyak ditempatkan di dalam reservoir minyak. Sistem minyak turbin dilengkapi dengan peralatan yang secara otomatis mengoperasikan pompa minyak bantu melalui pengatur uap minyak. Dengan turunnya tekanan minyak sistem pelumasan, piston pengatur uap minyak 21 akan bergerak ke bawah mengitari titik-putar 22, dan membuka katup stop yang mensuplai uap segar ke pompa-turbo.

b) Turbin K-100-90 (VKT-100)

Gambar 10-8 menunjukkan penampang turbin kondensasi dua-silinder dengan kapasitas 100.000 kW pada kepesatan normal 3.000 rpm. Turbin dimaksudkan dapat beroperasi sebagai penggerak mula untuk alternator (turbin ini dibuat oleh pabrik pada tahun 1957). Turbin didesain untuk kondisi awal uap berikut ini: tekanan $p_1 = 90$ ata; temperatur $t_1 = 500$ sampai 535°C ; temperatur air pendingin kondenser pada sisi-masuk ke kondenser adalah 10°C . Variasi tekanan dan temperatur yang diizinkan pada beban terujinya adalah: tekanan 85 sampai 95 ata dan temperatur 490 sampai 540°C .

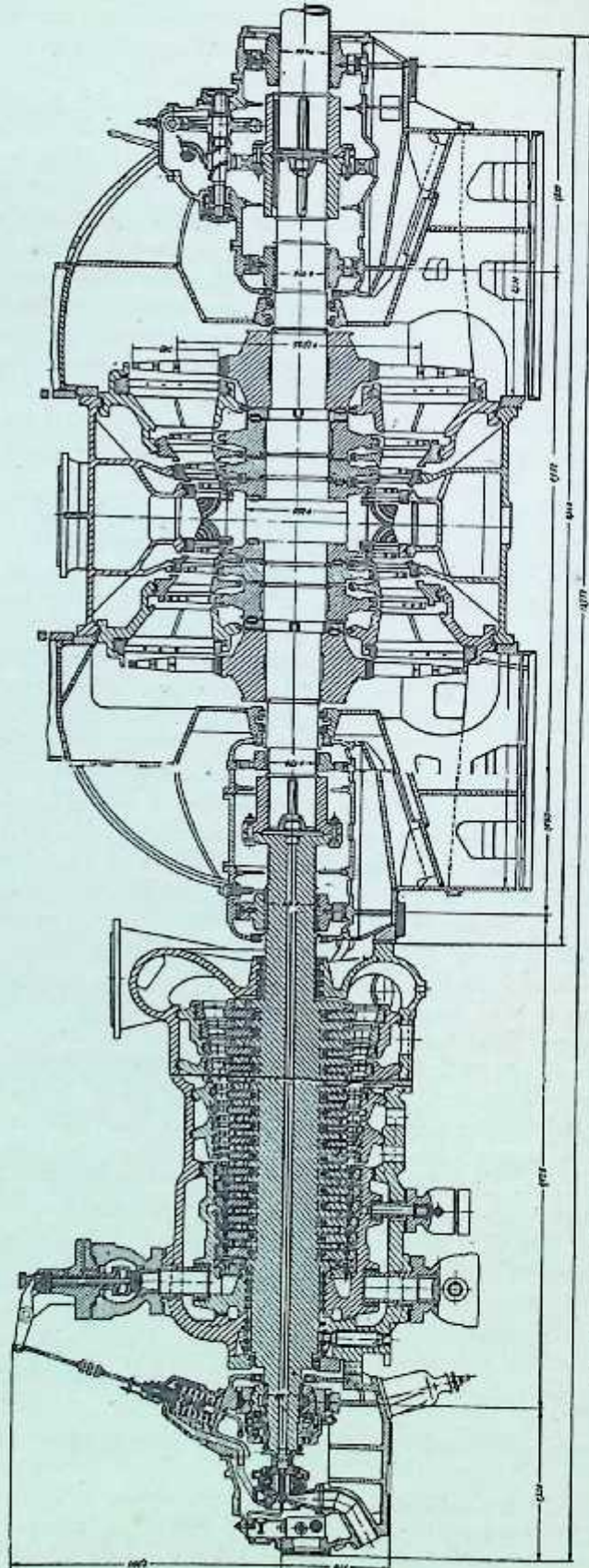
Turbin mempunyai 21 tingkat tekanan, tujuh belas di antaranya adalah pada daerah tekanan-tinggi. Silinder tekanan-rendah adalah jenis pemasukan-ganda dengan empat tingkat pada masing-masing pemasukan.

Suplai uap adalah melalui katup-katup pencekik dengan pelangkauan-parsial ke tingkat kelima. Tersedia tujuh ekstraksi untuk pemanasan air pengisian ketel secara regeneratif, sampai ke temperatur 225°C . Nosel tingkat pertama dan diafragma untuk keenam tingkat yang berikutnya dipasang tetap pada rumah bagian-dalam turbin. Diafragma tingkat-tingkat tekanan-tinggi yang selebihnya dipasang pada tabung (liner). Sambungan-sambungan vertikal silinder tekanan-tinggi dilas. Ujung-ujung turbin diberi perapat gland labirin yang biasa [tanpa bus (bush)]. Pengatur dipasang untuk pengaturan tekanan uap perapat. Uap dari silinder tekanan-tinggi dialirkan ke bagian tengah silinder tekanan-rendah melalui pipa besi cor yang diameternya 900 mm. Diafragma tingkat tekanan-rendah mempunyai rusuk-rusuk penguat. Segmen-segmen sudu pengarah yang sempit dibuat pada diafragma dengan jalan menyisipkannya ke dalam alur yang dikerjakan dengan mesin pada cakram. Perbandingan diameter dengan tinggi sudu untuk tingkat-tingkat tekanan-rendah adalah 2,82. Bantalan ujung depan adalah gabungan antara bantalan luncur dan bantalan dorong, dengan permukaan yang berbentuk bola untuk selongsong bantalannya. Dua kondenser dilaskan ke pipa-buang turbin. Kondenser-kondenser ini dipasang pada seperangkat pegas pada penopang kondenser. Rotor tekanan-tinggi terbuat dari baja tempa. Rotor tekanan-rendah terbuat dari cakram-cakram yang dipasakkan pada poros. Rotor turbin dan alternator disambung dengan kopling pejal. Turbin dilengkapi dengan peralatan yang dapat memutar turbin secara perlahan. Pengaturan beban dan kepesatan turbin terbuat dari jenis hidrolik. Yang dihubungkan dengan poros turbin adalah dua pompa minyak yang salah satunya adalah pompa impuls. Pompa lain mengalirkan minyak ke sistem minyak turbin pada tekanan kerja yang normal.

Turbin dilengkapi dengan alat-alat proteksi berikut:

- 1) pengatur kevakuman, yang secara sedikit demi sedikit mengurangi beban pada turbin bila kevakuman turun menjadi 500 mm Hg dan pemutus-hubungkan turbin bila kevakuman turun menjadi 500 mm Hg;
- 2) relai (relay) pergeseran aksial, yang akan pemutus-hubungkan beban turbin bila pergeseran aksial sudah berlebihan;
- 3) pengatur pengulang-sirkulasi dan paras (level) kondensat yang otomatis.

Sistem minyak turbin dilengkapi dengan pompa-turbo bantu dan pompa listrik cadangan. Pompa cadangan akan secara otomatis beroperasi segera setelah tekanan minyak di dalam sistem pelumas turun di



Gambar 16-8. Turbin K-100-90 (VKT-100) buatan Kharkov Turbin Works.

dibawah 1 atm pengukuran (gauge). Pompa minyak listrik juga akan beroperasi bila rotor turbin berputar lambat.

c) Turbin K-150-130 (PVK-150)

Turbin ini dibikin tahun 1958. Rating kontinu maksimum perangkat ini adalah 150.000 kW pada putaran 3.000 rpm. Turbin terdiri dari dua silinder (Gambar 10-9). Uap disuplai ke turbin pada tekanan 1130 ata dan 565°C . Tersedia pengulang-panasan tingkat tengah pada 30 ata sampai 565°C . Pada beban nominal tekanan kondenser dipertahankan pada 0,035 ata; $20.812 \text{ m}^3/\text{jam}$ air pendingin pada 12°C dibutuhkan untuk mempertahankan tekanan kondenser ini pada beban terujinya. Uap disuplai ke sudu-sudu gerak melalui nosel. Silinder tekanan-tinggi mempunyai satu tingkat-pengaturan baris-tunggal dan empat belas tingkat impuls. Silinder tekanan-rendah adalah silinder jenis aliran-ganda dengan enam tingkat pada setiap aliran. Stator silinder tekanan-tinggi dibuat dari selubung berdinding-ganda. Turbin mempunyai defleksi ekstraksi untuk pemanasan air pengisian ketel. Pada beban nominal, air pengisian dipanaskan hingga temperatur 226°C , tekanan pada ekstraksi yang dilakukan adalah: pertama - 32,5 ata; kedua - 21,15 ata; ketiga - 12,5 ata; keempat - 7,6 ata; kelima - 4,6 ata; keenam - 1,45 ata; ketujuh - 0,73 ata; kedelapan - 0,343 ata.

Pengawudara (deacerator) dialiri dengan uap dari ekstraksi keempat dan beroperasi pada tekanan 66 ata. Pada waktu turbin beroperasi pada beban-beban yang lebih kecil, pengawa-udara dapat disuplai dengan uap dari ekstraksi ketiga. Di samping digunakan sebagai pemanasan air pengisian ketel, kalor yang tersedia dari ekstraksi kelima dan keenam mensuplai $12 \text{ Mkal}/\text{jam}$ untuk pemanasan sistem air pengulang-sirkulasi pemanas air pengisian ketel.

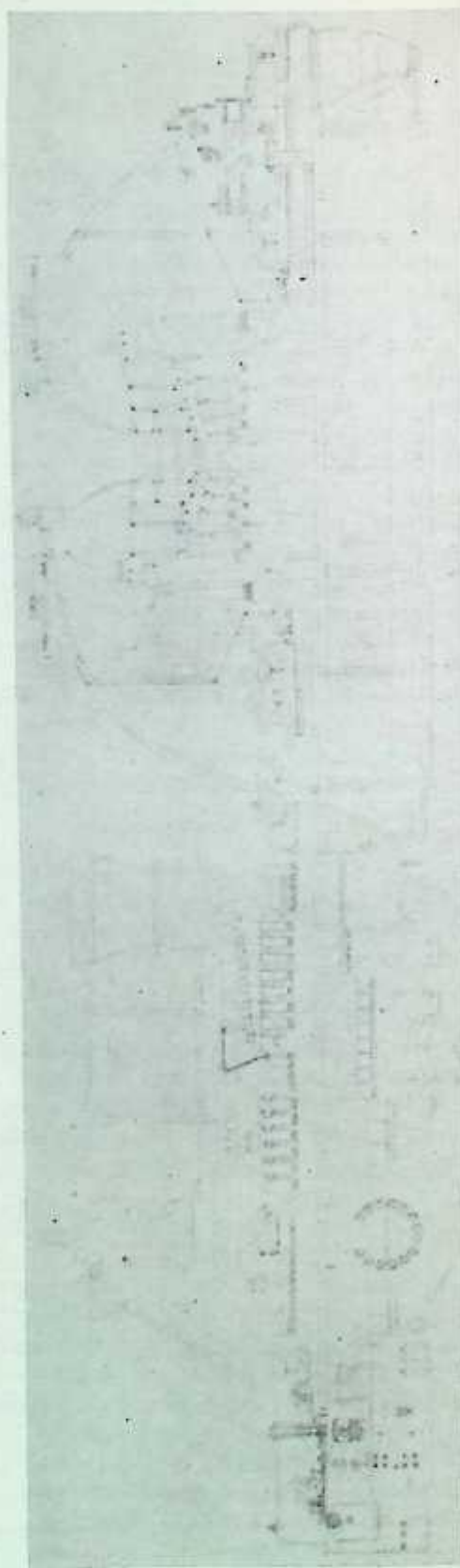
Pada beban nominal, jumlah keseluruhan uap yang mengalir melalui turbin adalah 472 ton/jam. Kerugian kecepatan-keluar membutuhkan $10 \text{ kkal}/\text{kg}$. Jumlah uap yang diterima oleh kondenser adalah 3309 ton/jam. Konsumsi kalor spesifik yang dijamin adalah $2010 \text{ kkal}/\text{kW-jam}$.

Uap dikeluarkan untuk pengulang-panasan sesudah tingkat yang ketujuh silinder tekanan-tinggi. Ruang uap sesudah tingkat ketujuh mempunyai diafragma yang terpisah. Untuk menghindarkan perbedaan temperatur yang besar di antara diafragma, diafragma ini ditabiri dan "dicuci" pada kedua sisinya dengan uap yang temperturnya sama.

Pipa-pipa uap yang mengalirkan uap sesudah pengulang-panasan ke dalam tingkat-tingkat tekanan-tinggi juga adalah dari jenis dinding-ganda dan ditabiri serta secara terus menerus dibilas dengan uap "dingin" untuk menurunkan temperatur stator turbin. Ada perlengkapan khusus untuk pemanasan baut-baut dan flens sehingga waktu yang dibutuhkan untuk pemanasan awal turbin sebelum penstartan dapat dipersingkat. Rotor silinder tekanan-tinggi terbuat dari baja tempa dan mempunyai bobot 12.800 kg. Jarak antara titik-titik tengah bantalan penyokong adalah 5.109,5 mm. Silinder tekanan-rendah terbuat dari cakram-cakram baja tempa yang dilas tanpa orifis tengah. Bobotnya 36 ton. Bantalan silinder tekanan rendah berjarak 4.076 mm. Diameter rata-rata dan tinggi sudu-sudu untuk tingkat terakhir adalah $d_z = 2125 \text{ mm}$ dan $l_z = 780 \text{ mm}$. Perbandingan $d_z/l_z = 2,73$. Pada waktu pembuatan turbin ini sudu-sudu baris terakhirnya, yang terbuat dari baja tahan karat, adalah yang terpanjang untuk turbin yang beroperasi pada 3.000 rpm. Penampang sisi buang untuk satu aliran adalah $5,21 \text{ m}^2$ dan untuk keduanya adalah $110,42 \text{ m}^2$.

Rotor silinder tekanan-tinggi, silinder tekanan-rendah dan alternator digandeng satu dengan yang lainnya oleh kopleng semi-fleksibel.

Perapat-perapat gland labirin untuk turbin adalah jenis gigi konis, tanpa selongsong yang terpisah. Campuran uap udara dikeluarkan dari dalam perapat labirin pada tekanan 0,97 ata oleh ejektor uap udara. Sistem ejektor beroperasi secara otomatis pada sebarang beban. Bantalan-bantalan luncur mempunyai dasar yang berbentuk bola. Bantalan-bantalan dorong dibuat sebagai satu kesatuan dengan bantalan luncur ujung depan. Turbin dilengkapi dengan alat untuk memutar turbin dengan tangan. Alat (device) ini ditempatkan pada rumah bantalan silinder tekanan-rendah pada ujung sebelah alternator. Turbin dilengkapi dengan pengaturan sistem hidrodinamik. Impeler berfungsi sebagai sumber denyutan (impulse) untuk perubahan kecepatan. Derajat ketakseragaman pengatur adalah 5%. Impeler dan pompa minyak utama jenis sentrifugal dihubungkan dengan poros rotor tekanan-tinggi pada ujung depan. Relai pergeseran aksial dan pemutus-hubung kecepatan-lebih juga ditempatkan di sini. Turbin juga dilengkapi dengan pengatur kevakuman yang secara terus menerus mengurangi beban bersama dengan menurunnya kevakuman dan pada kevakuman yang sudah ditentukan sebelumnya akan pemutus-hubungkan turbin.



Gambar 10-9. Turbin K-150-130 (PVK-150) buatan Kharkov Turbine Works.

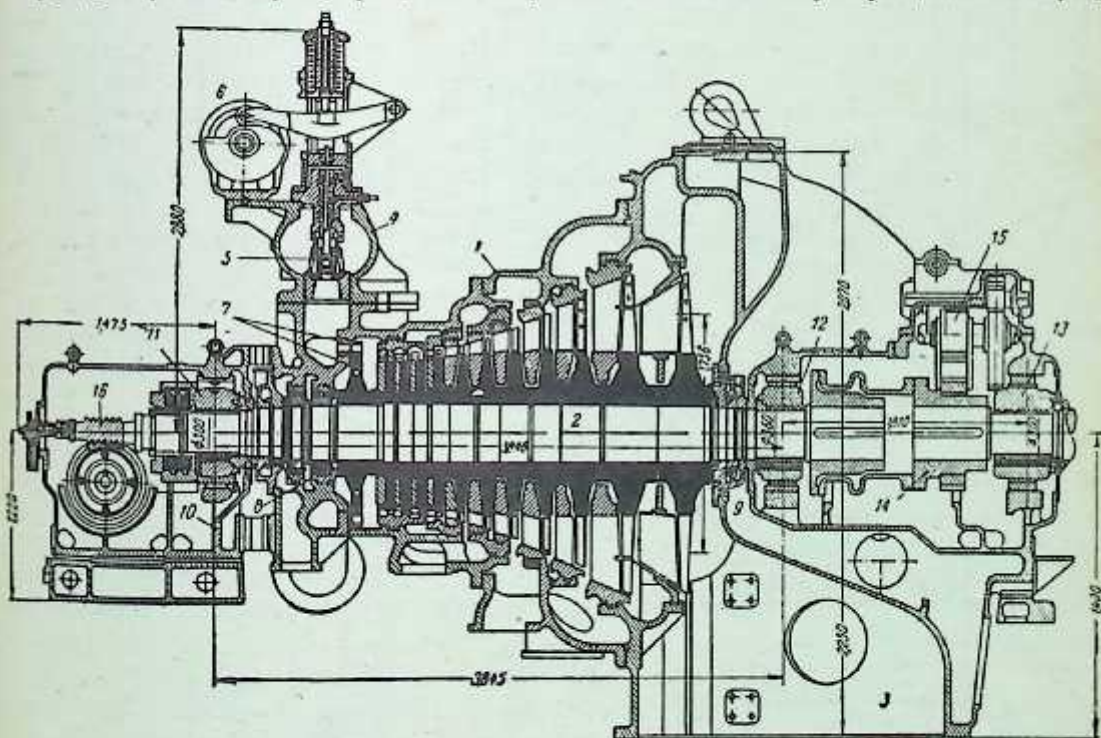
4. Turbin-turbin Buatan Leningrad Metal Works (L.M.W)

Turbin yang beroperasi pada parameter awal uap yang tinggi dan kritis-lanjut dibuat di pabrik ini. Pada tahap awal pembuatan turbin, pabrik ini membuat turbin pada parameter awal uap yang menengah. Yang berikut ini adalah beberapa jenis turbin yang dibuat oleh L.M.W.:

a) Turbin Jenis AK-50-2¹

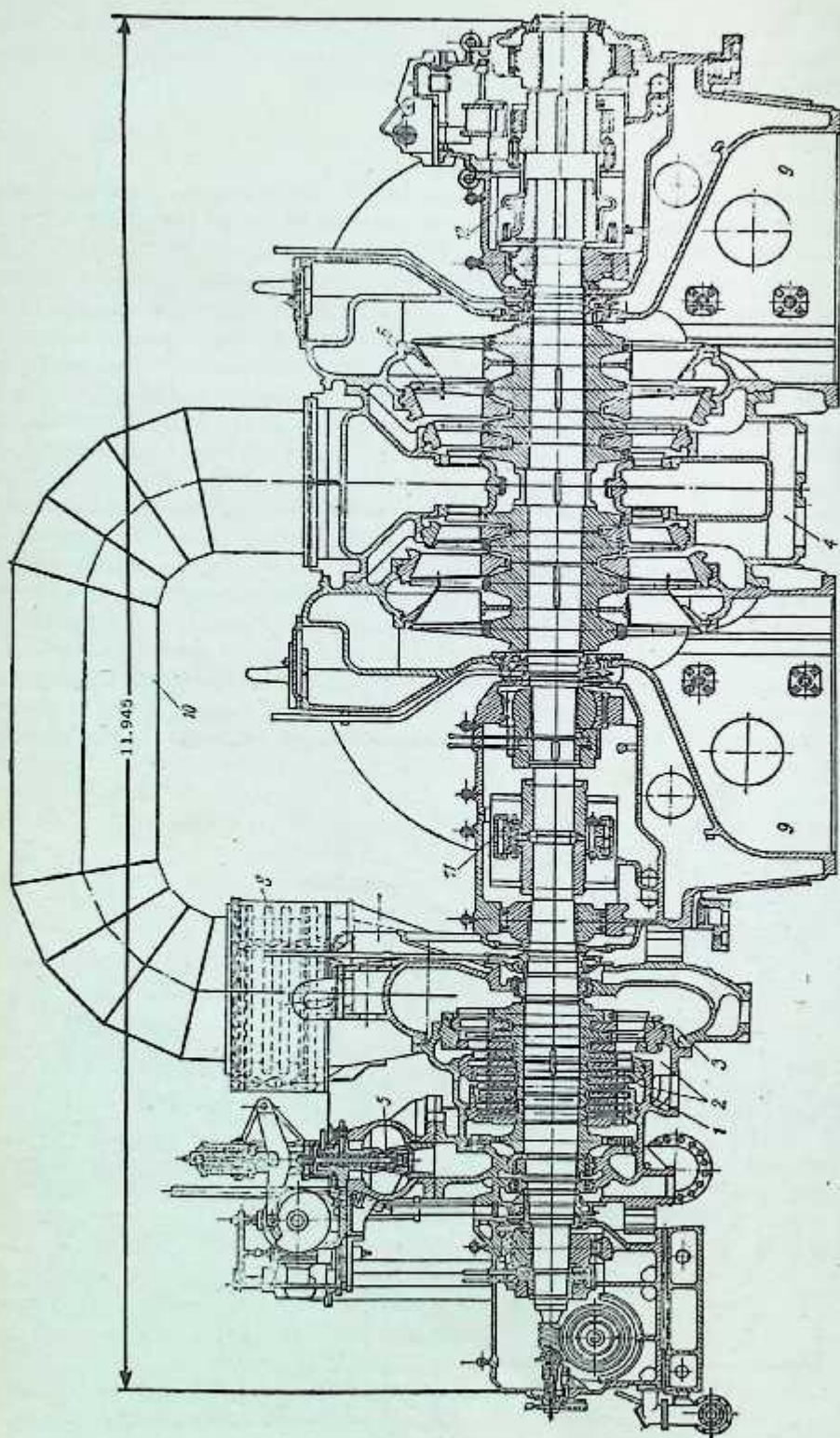
Turbin mempunyai tingkat-pengatur baris-tunggal dan sebelas tingkat-tekanan. Diameter rata-rata tingkat-pengatur adalah 1.233 mm. Diameter tingkat-akhir adalah 1.756 mm, tinggi sudu adalah 576 mm. dan tekanan buang $p_2 = 0,04$ ata. Potongan turbin ini ditunjukkan pada Gambar 10-10.

Turbin mempunyai tingkat-pengatur baris-tunggal dan sebelas tingkat-tekanan. Diameter rata-rata tingkat-pengatur adalah 1233 mm. Diameter tingkat akhir adalah 1756 mm; tinggi sudu adalah 576 mm. Kecepatan keliling pada diameter rata-rata tingkat akhir adalah 276 m/detik. Tingkat yang kesebelas adalah salah satu jenis sekat (tingkat Bauman) dengan pengaliran uap yang langsung ke kondenser dari paruhan atas. Pemakaian tingkat Bauman untuk tingkat yang kesebelas memungkinkan untuk pembuatan turbin pada putaran 3.000 rpm untuk kapasitas 50.000 kW. Tersedia empat ekstraksi untuk pemanasan air pengisian ketel secara regeneratif. Bantalan ujung depan adalah gabungan bantalan luncur dan dorong. Bantalan dorong adalah jenis segmen. Selongsong bantalan luncur adalah jenis bola. Bobot rotor turbin adalah 16,5 ton. Jarak antara kedua bantalan luncur penyokong adalah 3,845 mm. Kepesatan kritis rotor adalah 1760 rpm. Rotor turbin dan alternator disambung oleh kopling fleksibel. Perputaran turbin yang lambat dapat dilakukan oleh penggerak listrik. Pompa minyak utama dan spindel pengatur sentrifugal digerakkan melalui sistem roda gigi cacing. Uap dialirkan ke sudu-sudu melalui nosel. Sesudah melewati katup stop utama, uap memasuki ruang distribusi 4 yang dilengkapi dengan tiga katup pengatur. Ruang distribusi uap dari bahan baja adalah cor-coran yang terpisah dari rumah turbin utama. Di samping itu ada katup pengatur keempat yang ditempatkan pada ruang terpisah pada sisi turbin dan dipasang pada rumah turbin bagian bawah. Katup pengatur ini dioperasikan oleh servomotor yang tersendiri. Ketiga katup pengatur pada sisi depan (kepala) turbin dioperasikan oleh servomotor jenis putar melalui kam yang



Gambar 10-10. Turbin AK-50-2 (L.M.W.)

1—rumah turbin; 2—poros; 3—pipa buang; 4—ruang sorong uap katup; 5—katup pengatur; 6—penggerak (aktuator) kam; 7—tingkat pengatur; 8—paking labirin tekanan-tinggi; 9—paking labirin tekanan-rendah; 10—rumah bantalan depan; 11—gabungan bantalan luncur dan dorong depan; 12—bantalan luncur belakang; 13—bantalan generator; 14—kopling; 15—roda gigi pemutar poros; 16—roda gigi reduksi cacing untuk pengatur kecepatan.



Gambar 10-11. Turbin AK-100-1 (L.M.W.).

1, 2, 3 dan 4—ruang ekstraksi; 5—katup pengatur; 6—tingkat galeri ganda (double-gallery); 7—roda gigi pemutar poros;
8—kompensator; 9—pipa buang; 10—pipa penghubung; 11—kopling fleksibel; 12—kopling semi-fleksibel.

dipasang pada spindel. Tingkat pengatur mempunyai pemasukan uap parsial. Bobot kotor turbin adalah 161 ton dan agak kecil dibandingkan dengan bobot turbin jenis AK-50-1 kapasitas yang sama yang beroperasi pada 1.500 rpm.

b) Turbin Jenis AK-100-1¹

Pemakaian aliran-ganda bersama dengan tingkat Bauman untuk silinder tekanan-rendah akan lebih memperbesar kapasitas turbin dibandingkan dengan kapasitas turbin aliran satu-arah. Contoh konstruksi yang demikian adalah turbin jenis AK-100-1 yang dibuat oleh L.M.W. Turbin ini mempunyai kapasitas sebesar 100.000 kW pada putaran 3.000 rpm. Potongan turbin itu ditunjukkan pada Gambar 10-11. Temperatur dan tekanan awal uap adalah $t_0 = 400^\circ\text{C}$ dan $p_0 = 29$ ata. Tekanan buang $p_2 = 0,04$ ata. Ukuran-ukuran sudu untuk tingkat terakhir adalah sama dengan ukuran untuk turbin jenis AK-50-2 (Gambar 10-10) sedangkan kapasitasnya digandakan pada turbin jenis AK-100-1 ini.

Turbin AK-100-1 mempunyai sistem pengaturan nosel. Tiga katup pengatur ditempatkan di bagian depan (kepala) turbin dan dua pada sisi turbin tersebut. Dengan pembukaan penuh seluruh nosel, derajat pemasukan parsial ke tingkat-pengatur adalah $\epsilon = 0,85$. Tingkat-pengatur terdiri dari cakram Curtis baris-tunggal dengan diameter 1.250 mm yang memastikan diperolehnya tingkat efisiensi yang tinggi untuk tingkat ini. Pada pembebanan ekonomis, efisiensi-dalam tingkat-pengatur ini adalah 0,65 dan pada beban nominal efisiensinya mencapai nilai sebesar 0,75. Turbin terdiri dari dua silinder. Tingkat-pengatur dan tujuh tingkat-tekanan, menjadi satu dalam silinder tekanan-tinggi. Silinder tekanan-rendah terdiri dari empat tingkat untuk masing-masing arah aliran. Uap dari silinder tekanan-tinggi dialirkan melalui dua pipa uap 10 ke bagian tengah silinder tekanan-rendah. Uap buang dari kedua arah aliran dialirkan ke kedua kondenser melalui dua pipa buang 9.

Diameter rata-rata tingkat akhir adalah 1.756 mm; tinggi sudu-gerak $l_2 = 576$ mm.

Turbin mempunyai empat ekstraksi dari ruang 1, 2, 3 dan 4, tekanan pada ruang ini pada beban nominal adalah: 8,6, 4,25, 1,5 dan 0,3 ata. Jumlah keseluruhan uap yang diekstraksi adalah kira-kira 20% dari uap yang disuplai ke turbin. Pada beban nominal, air pengisian ketel dipanaskan sampai pada temperatur 167°C dan pada beban ekonomis, temperatur air pengisian ketel sampai 158°C . Pada beban nominal dengan tekanan-lawan setinggi 0,05 ata 36%, aliran disimpangkan melalui tingkat Bauman langsung ke kondenser. Pada tekanan-lawan yang disebutkan di atas, kecepatan sisi-keluar uap dari paruhan-atas tingkat Bauman adalah 281 m/detik dan kecepatan sisi-keluar dari tingkat akhir adalah kira-kira 8,5 kkal/kg yang sama dengan kira-kira 3% dari penurunan kalor keseluruhan yang terjadi pada turbin $H_0 = 272$ kkal/kg. Efisiensi-dalam turbin pada beban ekonomis adalah 0,78. Jumlah keseluruhan uap yang mengalir melalui turbin adalah, pada beban nominal, 460 ton/jam dan pada beban yang paling ekonomis $D_0 = 360$ ton/jam

Rotor silinder tekanan-tinggi dan tekanan-rendah disambung oleh kopling fleksibel 11. Masing-masing rotor mempunyai bantalan dorong yang tersendiri. Rotor silinder tekanan-rendah dihubungkan dengan rotor alternator dengan kopling bergerigi semi-fleksibel 12. Bobot kotor turbin adalah 289 ton yang kira-kira sama dengan 40% kurang dari turbin dengan kapasitas yang sama yang beroperasi pada 1.500 rpm yang dibuat oleh Kh.T.W.

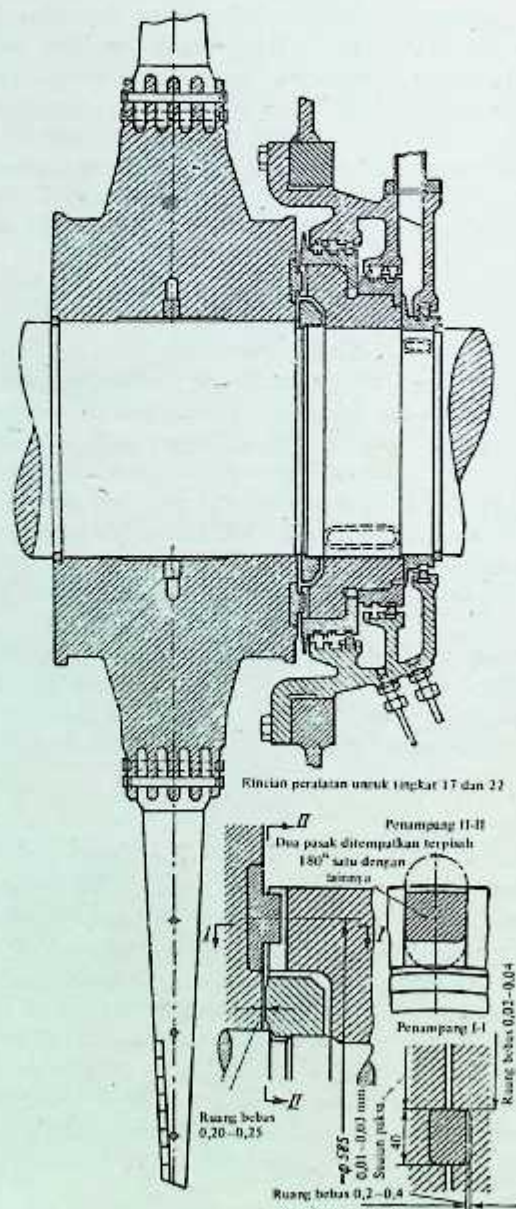
c) Turbin Jenis K-50-90 (VK-50-1)

L.M.W. telah mengembangkan desain untuk produksi massal turbin tekanan-tinggi satu-aliran silinder-tunggal jenis K-50-90 dengan kapasitas maksimum 50.000 kW pada 3.000 rpm (Gambar 1-8). Kondisi-kondisi uap awal dan akhir untuk turbin ini adalah $p_0 = 90$ ata, $t_0 = 500^\circ\text{C}$ dan $p_2 = 0,036$ ata. Lima ekstraksi disediakan untuk sistem pemanasan air pengisian ketel secara regeneratif dengan tujuan untuk mengurangi jumlah uap yang mengalir ke tingkat yang terakhir. Kecepatan keliling dan v pada diameter rata-rata tingkat akhir dianggap berada pada nilai maksimumnya pada waktu pendesainan turbin di atas: $u_{\text{rata-rata}} = 314$ m/detik, $v = 3$ yang bersesuaian dengan $d_{\text{rata-rata}} = 2.000$ mm dan $l_2 = 665$ mm.

Kecepatan-keliling maksimum pada pelek (rim) $u_{\text{maks}} = 421$ m/detik. Ujung depan (yang menghadap ke nosel) sudu-sudu gerak tingkat ketujuh belas dan kedelapan belas dilapisi dengan stelit (stellite) untuk menghindari ujung-ujung sudu dari erosi. Sudu-sudu gerak tingkat terakhir dipuntir sedikit untuk menda-paikan penampang sudu-tahan yang seragam.

¹ Bukan turbin standar.

Suplai uap ke sistem sudu adalah melalui nosel. Turbin dilengkapi dengan empat katup pengatur. Tingkat pengatur adalah tingkat Curtis baris-ganda, dan diikuti oleh tujuh belas tingkat-tekanan. Cakram tingkat pengatur dan cakram kesepuluh tingkat yang berikutnya ditempa sebagai satu kesatuan dengan rotor. Cakram tingkat berikutnya disambung secara sambungan kerut pada poros turbin dan selanjutnya dikukuhkan lagi dengan pasak memanjang. Melihat besarnya gaya-gaya tangensial yang ada ($\sigma_t \text{ maks} = 2.700 \text{ kg/cm}^2$) cakram tingkat terakhir diberi pasak di sampingnya terhadap bus (bush) perapat labirin belakang (Gambar 10-12). Aliran uap maksimum melalui turbin ($N_e = 50.000 \text{ kW}$) adalah 191 ton/jam. Pada beban ini, tekanan pada tingkat pengatur adalah kira-kira 50 ata dan temperatur 410°C . Rotor turbin disokong oleh sepasang bantalan luncur. Bantalan ujung depan 15 adalah gabungan antara bantalan luncur dan dorong (Gambar 1-8). Jarak antara titik tengah kedua bantalan luncur adalah 4.350 mm. Rotor turbin dan alternator dihubungkan oleh kopleng bergerigi semi-fleksibel. Tersedia alat untuk melakukan pemutaran rotor turbin secara manual. Bobot rotor turbin adalah 17 ton. Poros turbin adalah poros fleksibel



Gambar 10-12. Pemasangan sudu-sudu tingkat akhir pada poros turbin L.M.W. jenis K-50-90 (VK-50-1), K-100-90 (VK-100-2), dan lain-lain.

(kecepatan kritis di bawah kecepatan operasi) dengan kecepatan kritis 1.790 rpm. Semua diafragma dipasang pada tabung (liner) khusus yang agak menyederhanakan desain stator. Stator silinder tekanan-tinggi dibuat dari coran baja molibdenum dengan 0,5% Mo. Bagian-bagian tekanan-menengah dan rendah dibuat dari las-lasan baja fabrikasi yang akan mengurangi bobot kotor turbin. Bobot kotor turbin adalah 1148 ton. Pada beban nominal sebesar 50.000 kW, air pengisian ketel dipanaskan sampai pada temperatur 212°C .

Kalor spesifik teoretis adalah:

pada 50.000 kW = 2.280 kkal/kW-jam

pada 40.000 kW = 2.295 kkal/kW-jam

pada 30.000 kW = 2.335 kkal/kW-jam.

Turbin mempunyai desain asli yang lengkap untuk mesin satu-aliran silinder-tunggal yang beroperasi pada 3.000 rpm yang pada periode itu pembangunan mesin-mesin turbo adalah pencapaian yang bersejarah bagi L.M.W.

d) Turbin Jenis K-100-90 (VK-100-2)

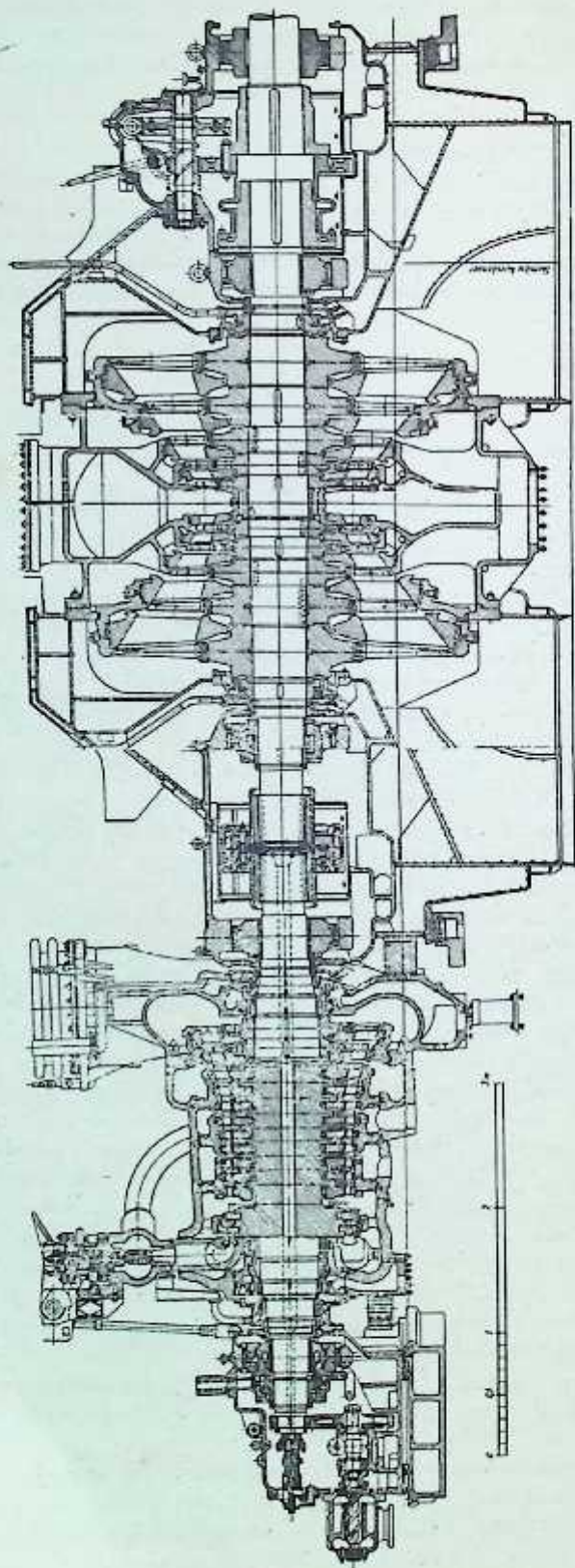
Turbin ini adalah jenis dua-silinder dengan aliran-ganda pada silinder tekanan-rendahnya. Suplai uap adalah pada $p_0 = 90$ ata pada temperatur $t_0 = 500^{\circ}\text{C}$, $p_2 = 0,033$ ata. Potongan turbin tersebut ditunjukkan pada Gambar 10-13.

Uap disuplai melalui dua katup stop. Dari katup stop uap dialirkan ke empat katup pengatur yang ditempatkan pada ruang-sorong uap baja yang tersendiri-sendiri yang dilaskan pada stator silinder tekanan-tinggi. Dua dari katup pengatur itu ditempatkan pada bagian depan (kepala) silinder tekanan-tinggi dan yang selebihnya pada sisi. Ujung depan turbin persis sama dengan ujung depan turbin jenis VK-50. Bagian kerja turbin ini terdiri dari satu cakram pengatur dua-baris dan sebelas tingkat-tekanan. Cakram tingkat pengatur dan kesembilan tingkat-tekanan yang berikutnya dibuat sebagai satu kesatuan dari baja krom-molibdenum yang ditempa. Kedua cakram yang terakhir dipasang pada poros dengan sambungan-kerut. Poros adalah poros kaku (kecepatan kritis berada di atas kecepatan operasi) dengan kecepatan kritis yang sama dengan 3.620 rpm. Bobot rotor adalah 10.330 kg.

Dari tingkat akhir silinder tekanan-tinggi, uap dialirkan ke bagian tengah silinder tekanan-rendah melalui dua pipa uap 17. Silinder tekanan-rendah mempunyai sepuluh tingkat tekanan, masing-masing lima untuk setiap arah aliran. Rotor tekanan-rendah adalah rotor yang fleksibel dengan kecepatan kritis 11.670 rpm. Poros silinder tekanan-rendah dibuat dari baja karbon. Bobot rotor dengan separuh flens pada kedua sisi adalah 21.960 kg. Cakram dibuat dari baja krom-nikel-molibdenum yang kuat. Ukuran-ukuran cakram dan sudu-sudu tingkat-terakhir adalah sama dengan ukuran-ukuran untuk turbin VK-50-1. Bobot sudu-gerak tingkat-terakhir adalah 5,27 kg. Cakram dipasang pada poros dengan sambungan-kerut dan selanjutnya dikukuhkan lagi dengan pasak memanjang. Cakram tingkat tekanan-rendah (17 sampai 22) untuk kedua arah aliran dipasang pada rotor melalui pasak radial ke bus perapat labirin.

Pemanasan air pengisian ketel secara regeneratif diperoleh melalui lima ekstraksi dari ruang 1, 2, 3, 4 dan 5. Kebasahan uap buang tidak melebihi 13%. Tersedia peralatan untuk mengeluarkan kandungan air (kelembaban) dari dalam tingkat-tingkat tekanan-rendah. Uap buang dari turbin dikondensasikan dalam dua unit kondenser yang terpisah. Ujung depan dan belakang poros turbin diberi perapat paking labirin jenis konis. Uap dicerat dari ruang pertama ujung depan perapat labirin ke dalam ruang ekstraksi yang ketiga. Penceratan uap dari ruang kedua perapatan ujung depan dan ujung belakang perapat gland diperoleh dengan jalan menghubungkannya dengan pipa uap ekstraksi kelima yang beroperasi dalam keadaan vakum. Jadi ujung-ujung luar paking labirin disuplai dengan uap yang dicekik hingga ke tekanan 1,3 ata dan didinginkan oleh kondensat ke temperatur 110 sampai 120°C . Pensuplai uap yang dicekik pada temperatur rendah ke paking gland membantu dalam mendinginkan ujung-ujung poros. Kolom bantalan luncur ujung depan terbuat dari besi cor dan menyatukan gabungan bantalan luncur dan bantalan dorong, transmisi gigi-reduksi ke pompa minyak utama dan spindel pengatur kecepatan, alat pemutus-hubung kecepatan-lebih dan pemutus-hubung kevakuman-rendah, servomotor utama dan pemipaan minyak tekanan-tinggi. Kolom bantalan ujung depan sama dengan kolom turbin jenis VK-50-1.

Turbin dilengkapi dengan peralatan untuk pemutaran rotor turbin secara perlahan (kira-kira 2 sampai 4 rpm) pada blok (block) bantalan ujung belakang. Pemutaran poros turbin yang perlahan ini dilakukan dengan menggunakan motor listrik ukuran kecil yang kapasitasnya 8,5 kW yang beroperasi pada putaran 750 rpm.



Gambar 16-13. Turbin K-100-90 (VK-100-2) (L.M.W.).

Silinder tekanan-tinggi, kecuali untuk ujung sisi-buang, dibuat dari baja molibdenum 0,5%. Bagian buangnya dibuat dari besi cor kelabu (kelas CH-40). Tebal maksimum flens untuk silinder tekanan-tinggi adalah 275 mm. Bagian tengah silinder tekanan-rendah juga dibuat dari besi cor kelabu. Bagian buang silinder tekanan-rendah dibuat dari lembaran baja las-lasan. Paruhan-atas stator silinder tekanan-tinggi dikukuhkan pada tempatnya oleh empat angker yang dibentuk oleh perpanjangan pada flens paruhan-bawah stator silinder dan disokong pada bagian depannya oleh kolom bantalan dan pada bagian belakang oleh sepatu bantalan khusus yang diberikan pada stator silinder tekanan-rendah. Pergeseran relatif stator silinder tekanan-tinggi dan kolom bantalan dibuat tetap oleh pasak vertikal, yang memungkinkan terjadinya ekspansi dalam arah vertikal. Kolom bantalan ujung depan bertumpu pada pelat pondasi dan ditetapkan kedudukannya oleh pasak memanjang yang diberi beralur pada pelat pondasi tersebut. Pasak itu dipasang sedemikian sehingga berimpit dengan sumbu memanjang turbin. Dengan pasak yang saling tegak lurus, satu dalam arah vertikal dan yang lain dalam arah mendatar, akan memungkinkan untuk melakukan penyenteran (centering) silinder dan bantalan, tanpa mengganggu ekspansi termal silinder atau bantalan baik dalam arah mendatar maupun vertikal. Paruhan atas rumah silinder tekanan-menengah dibuat tetap pada ujung belakangnya pada sepatu bantalan khusus oleh pasak-pasak vertikal.

Titik tetap (fixed point) turbin disenter oleh dua pasak melintang dan satu pasak memanjang. Pasak-pasak melintang ditempatkan pada sisi kanan dan kiri silinder yang diberi lekuk pada pelat pondasi silinder tekanan-rendah. Pada kondisi pembebanan yang tunak (steady), ekspansi linear stator dapat mencapai nilai 11 mm. Beberapa di antara ukuran-ukuran utama turbin itu ditunjukkan pada Gambar 10-13.

Bobot turbin keseluruhan adalah 264 ton yang lebih ringan dibandingkan dengan turbin AK-100-1 dari kapasitas yang sama.

Konsumsi uap dan kalor spesifik yang dijamin oleh pabrik dalam kkal/kg untuk turbin VK-100-2 diberikan pada Tabel 10-1; angka-angka ini dijamin dalam variasi 5%.

Tiga pompa ekstraksi, yang masing-masing mempunyai kapasitas 175 m³/jam, dilengkapi untuk pengeluaran kondensat dari dalam kondenser. Dua pompa ejektor uap udara tiga-tingkat dipasang untuk pengeluaran udara. Jumlah air sirkulasi pada kondisi-kondisi operasi normal adalah 20.000 m³/jam.

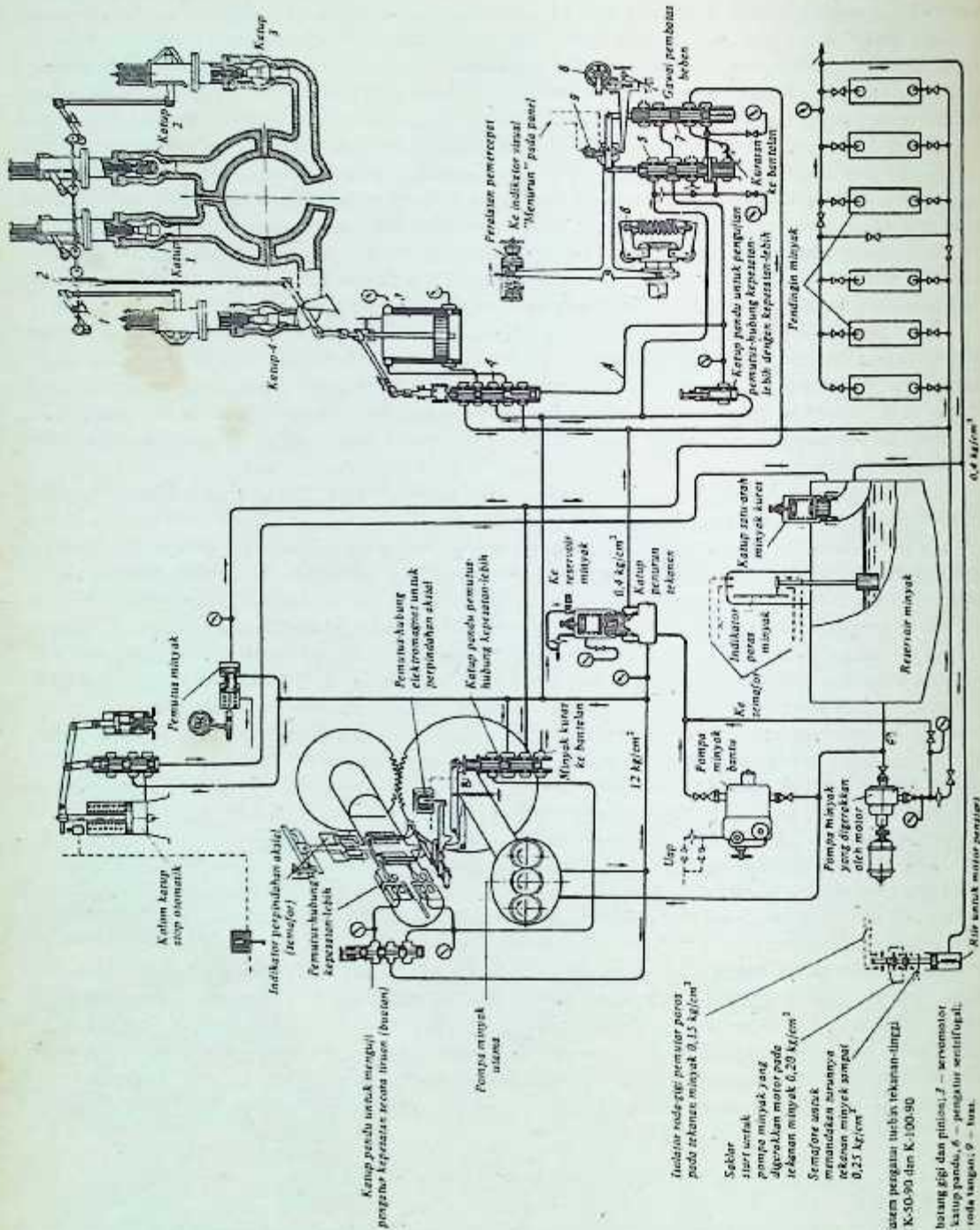
Sistem pengaturan turbin ditunjukkan pada Gambar 10-14. Katup-katup pengatur dibuka dengan permutaran poros kam (camshaft) 1 yang dioperasikan oleh servomotor utama 3 melalui batang gigi dan pinion 2 dan tuas-tuas penghubung. Servomotor itu sendiri dioperasikan oleh katup pandu (pilot valve) 4. Perpindahan katup pandu diperoleh dengan variasi tekanan minyak pada sistem minyak A.

Pada beban-beban yang tunak (steady) tekanan minyak di dalam sistem minyak A adalah konstan. Sebarang variasi pada kepesatan turbin akan menyebabkan katup pandu 7 berpindah. Perpindahan katup pandu 7 akan mengubah tekanan di bawah piston bagian bawah katup pandu 5, yang menyebabkan piston itu sendiri berpindah yang akan segera diikuti oleh perubahan tekanan sistem minyak A. Katup-pandu 4 dibiarkan pada kedudukan netralnya oleh tekanan pada satu sisi dan ketegangan pegas di sisi lainnya. Jadi variasi tekanan minyak di dalam pipa minyak A akan menyebabkan katup pandu 4 berpindah dari kedudukan tengahnya. Perpindahan katup pandu 4 memungkinkan aliran minyak tekanan baik ke sisi atas atau sisi bawah piston servomotor 3 seperti yang telah dijelaskan sebelumnya akan mengoperasikan katup pengatur melalui sistem tuas.

Tekanan minyak di dalam sistem pengatur adalah 12 atm pengukuran (gauge), pelumasan bantalan adalah pada 0,4 atm. pengukuran. Kapasitas pompa minyak utama adalah 2250 l/menit. Pompa minyak utama digerakkan oleh poros turbin melalui roda gigi reduksi. Turbin dilengkapi dengan alat pemutus-hubung jenis pen yang didesain untuk memutuskan-hubungkan turbin pada saat terjadinya kepesatan yang melebihi kepesatan putar normal sebesar 10,5 sampai 12%. Turbin akan secara otomatis diputus-hubungkan oleh relai perpindahan aksial elektromagnetik pada saat perpindahan aksial turbin sejarak 1 mm ke

Tabel 10-1

Daya yang dihasilkan pada terminal generator, kW	Aliran uap melalui katup stop, ton/jam	Temperatur akhir air pengisian ketel, °C	Efisiensi alternator yang dijamin, %	Kalor spesifik, kkal/kW-jam
80.000	301	205	98,8	2.275
90.000	338	207	98,9	2.265
100.000	377	212	99,0	2.250



Gambar 10-14. Sistem pengatur tenaga turbin tenaga-linggi jenis K-50-50 dan K-100-50
 1 - poros kam; 2 - batang gigi dan pinion; 3 - servomotor utama; 4, 5, dan 7 - katup pando; 6 - pengatur seritifikasi; 8 - roda rangkai; 9 - bus.

arah alternator. Relay beroperasi melalui sistem tuas minyak dan menutup katup stop utama. Turbin ini sangat banyak dipakai pada berbagai pembangkit listrik tenaga termal di Uni Soviet.

e) *Turbin SVK-150¹*

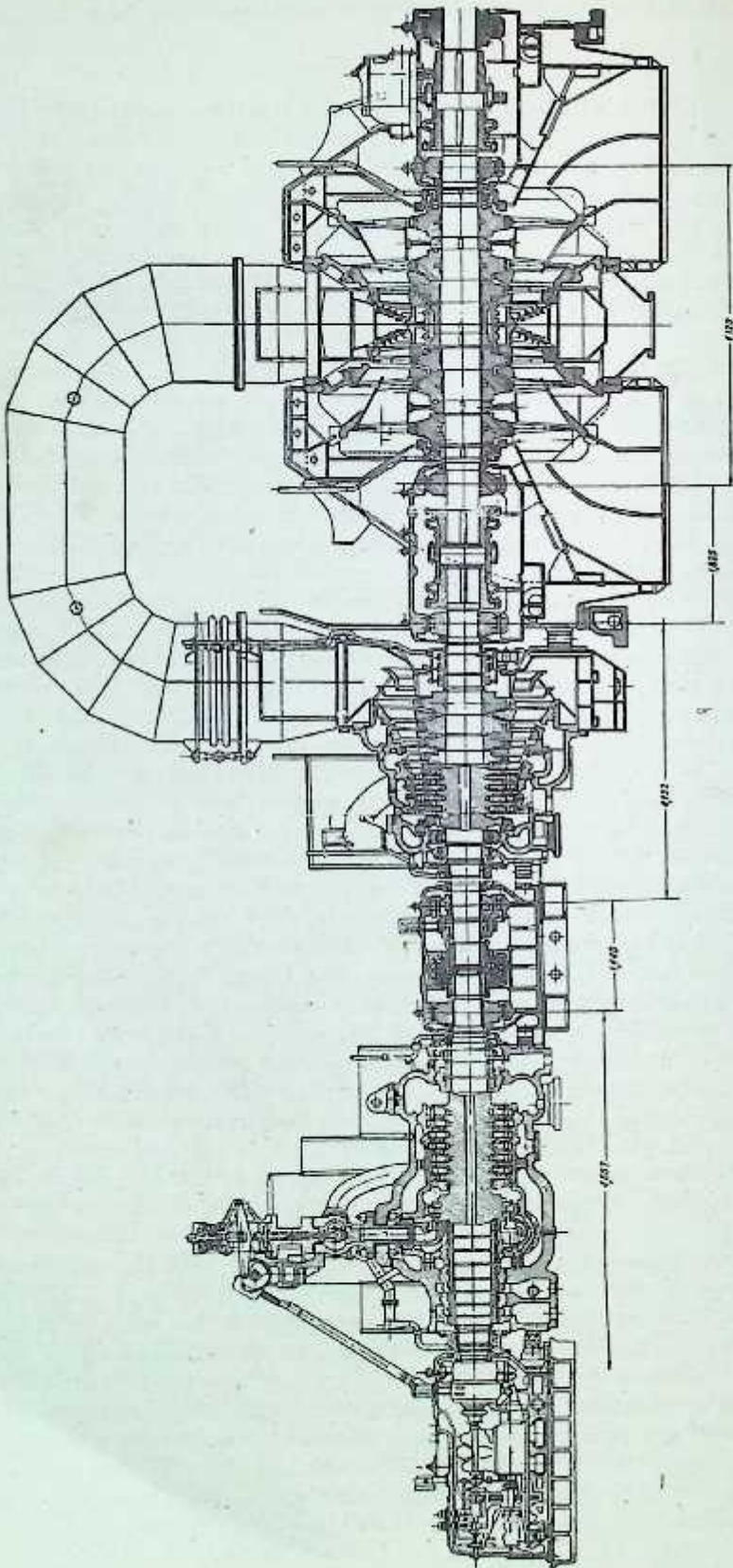
Kapasitas normal turbin ini adalah 150.000 kW pada kecepatan operasi 3.000 rpm. Uap disuplai ke turbin pada tekanan $p_0 = 170$ ata; temperatur $t_0 = 550^\circ\text{C}$ dan dibuang pada tekanan $p_2 = 0,03$ ata. Unit turbin ini terdiri dari tiga silinder dengan pengulang-panasan tingkat tengah dan sistem aliran-ganda untuk silinder tekanan-rendah. Turbin ini ditunjukkan pada Gambar 10-15 (lihat Lampiran).

Uap disuplai melalui dua katup stop yang dipasang pada masing-masing kedua suplai utama. Dari katup utama uap dialirkan ke keempat katup pengatur melalui pemipaan bentuk-U. Rumah silinder tekanan-tinggi adalah konstruksi dinding-ganda. Mulut kotak nosel dilaskan ke rumah bagian dalam. Katup katup pengatur ditempatkan pada ruang-sorong uap yang dipasang pada turbin di ujung depan (kepala) silinder tekanan-tinggi.

Silinder tekanan-tinggi terdiri dari satu tingkat pengatur dua-baris dan tujuh tingkat tekanan. Pada beban nominal penurunan kalor yang terjadi pada tingkat pengatur adalah 40 kkal/kg. Rotor silinder tekanan-tinggi adalah rotor fleksibel konstruksi baja tempa dengan kecepatan kritis 2.045 mm. Uap dikeluarkan dari silinder tekanan tinggi pada tekanan 34 ata. Uap tersebut kemudian memasuki pengulang-panasan dan dari sana kembali ke ujung depan silinder tekanan-menengah pada tekanan 29 ata dan temperatur 520°C . Silinder tekanan-menengah mempunyai 12 tingkat tekanan. Kedelapan cakram yang pertama ditempatkan dalam satu kesatuan dengan poros dan empat yang selebihnya dipasang pada poros dan dipasak pada tempatnya. Ketiga cakram yang pertama ini mempunyai pasak memanjang yang biasa, sementara cakram yang keempat dikukuhkan oleh pasak radial seperti halnya pada pengukuhan tingkat-akhir turbin buatan L.M.W. jenis K-50-90 dan K-100-90 (lihat Gambar 10-12). Silinder tekanan-rendah adalah jenis aliran ganda dengan tiga tingkat tekanan untuk masing-masing arah aliran. Tingkat akhir silinder tekanan-rendah adalah tingkat jenis galeri Bauman (Bauman gallery) yang memungkinkan luas penampang sisi bukaan dibatasi sampai $12,6 \text{ m}^2$. Semua cakram tingkat akhir dipasang pada poros turbin dengan tekanan hidrolik dan dipasakkan pada masing-masing hubnya dengan pasak radial. Hub cakram juga disambung dengan suai paksa (force fit) pada poros dan dikukuhkan pada tempatnya oleh pasak memanjang. Turbin ini dibuat dengan tujuh ekstraksi untuk pemanasan air pengisian ketel ke temperatur 225°C . Ekstraksi yang pertama adalah dari ruang sisi-keluar silinder tekanan-tinggi. Ekstraksi yang kedua, ketiga, keempat, kelima dan keenam adalah dari silinder tekanan-menengah dari ruang uap sesudah tingkat-tingkat ketiga, keenam, kesembilan dan kesebelas dan ujung sisi-keluar silinder tekanan-menengah tersebut. Ekstraksi yang ketujuh adalah dari tingkat pertama silinder tekanan-rendah. Paking gland adalah jenis kronis dengan busu pembawa (carrier bush). Uap dicerut dari ruang pertama paking gland ujung depan ke dalam pipa uap ekstraksi pertama. Juga dari ruang kedua perapat ujung depan silinder tekanan-tinggi, ruang pertama perapat ujung belakang silinder tekanan-tinggi dan ruang pertama perapat ujung depan silinder tekanan-menengah uap dicerut ke dalam pipa uap ekstraksi ketiga. Dari ruang-ruang paking gland silinder tekanan-tinggi yang selebihnya maupun silinder tekanan-menengah uap yang mengalir ke luar dimanfaatkan untuk pemanasan kondensat. Uap disuplai ke perapat gland dari pendingin uap pada tekanan yang dicekik setinggi 1,03 ata dan temperatur 110°C . Uap ini, selanjutnya, memastikan untuk mendapatkan temperatur rendah untuk poros pada perapat-perapat labirin silinder tekanan-tinggi dan menengah. Turbin dilengkapi dengan alat (device) untuk pemutaran poros secara perlahan. Alat ini ditempatkan pada rumah bantalan ujung belakang silinder tekanan-rendah dengan penggerak listrik ke bagian tengah kopling antara turbin dan alternator.

Rotor-rotor silinder tekanan-tinggi dan menengah disambungkan melalui kopling fleksibel dan mempunyai gabungan bantalan luncur dan dorong. Rotor-rotor silinder tekanan menengah dan rendah disambungkan melalui kopling semi-fleksibel. Ukuran-ukuran utama turbin ini ditunjukkan pada Gambar 10-15. Turbin ini didesain untuk aliran uap sebanyak 455 ton/jam. Jumlah uap yang memasuki kondenser pada beban nominal dan operasi normal sistem pemanasan air pengisian ketel secara regeneratif adalah 303 ton/jam. Untuk kondisi operasi ini, pembebanan uap spesifik 0,03 ata dan sisi-keluar silinder tekanan-rendah adalah $24,1 \text{ ton/m}^2\text{-jam}$. Pada tekanan kondenser setinggi 0,03 ata dan beban sebesar 150.000 kW kerugian kecepatan-keluar adalah 9,5 kkal/kg, yakni, kira-kira 2,2% dari penurunan kalor adiabatik yang terjadi pada turbin keseluruhan. Nilai konsumsi kalor spesifik dengan operasi pada beban nominal, kondisi awal uap normal dan tekanan kondenser setinggi 0,03 ata adalah 2008 kkal/kW-jam.

¹ Bukan turbin standar.



Gambar 16-15. Turbin (SVK-150) (L.M.W.).

f) Turbin K-200-130 (PVK-200-1)

Turbin K-200-130 mempunyai kapasitas 200.000 kW pada 3.000 rpm. Tekanan dan temperatur awal suplai uap adalah 130 ata dan 565°C , tekanan kondenser $p_2 = 0,035$ ata. Ada pengulang-panasan tengah hingga ke temperatur 565°C . Turbin membentuk unit yang kompak dengan ketel uap kapasitas 640 ton/jam. Turbin ini ditunjukkan pada Gambar 10–16. Mesin ini terdiri dari tiga silinder dengan aliran-gas pada silinder tekanan-rendah, dan pembuangan langsung dari galeri atas tingkat Bauman ke dalam kondenser, yang merupakan tingkat akhir pada silinder tekanan-rendah.

Uap disuplai ke turbin melalui dua katup stop otomatis yang ditempatkan pada ujung depan silinder tekanan-tinggi. Dari katup stop, uap ini mengalir ke empat katup pengatur yang ditempatkan pada ujung depan silinder tekanan-tinggi. Rumah silinder tekanan-tinggi adalah las-lasan baja cor. Kotak-kotak nosel dilaskan pada silinder tekanan-tinggi dan ruang sorong uap (steam chest). Nosel tingkat pertama terbuat dari empat segmen dan ditempatkan di dalam kotak nosel. Silinder tekanan-tinggi terdiri dari satu tingkat-pengatur dan sebelas tingkat-tekanan. Diafragma silinder tekanan-tinggi dipegang oleh tiga tabung. Rotor silinder tekanan-tinggi adalah konstruksi baja tempa (kelas P2) dan mempunyai kecepatan kritis 1.750 rpm.

Packing gland silinder tekanan-tinggi adalah jenis tan-selongsong (sleeveless). Poros turbin mempunyai alur yang dibubut padanya dan lembaran-lembaran packing dipegang oleh tabung dan ditekan ke dalam alur tadi oleh pegas. Buangan dari silinder tekanan-tinggi pada tekanan 25 ata dan temperatur 340°C dialirkan ke pengulang-panas tengah. Uap yang diulang-panaskan pada tekanan 21,2 ata dan temperatur 565°C mengalir ke katup pengatur silinder tekanan-menengah melalui dua katup pengaman yang dipasang masing-masing keempat pipa uap.

Silinder tekanan-menengah terdiri dari sebelas tingkat tekanan. Ketiga diafragma yang pertama ditekuk (recessed) ke dalam rumah silinder dan kedelapan tingkat berikutnya dikukuhkan oleh dua tabung (filler). Ketujuh cakram pertama rotor silinder tekanan-menengah dibubutkan pada tempaan baja, keempat tingkat yang selebihnya disambung-kerutkan pada poros. Kecepatan kritis rotor silinder tekanan-menengah adalah 1.780 rpm. Packing gland ujung depan adalah tan-selongsong dan packing gland ujung belakang dipasang pada bus.

Dari sisi-buang silinder tekanan-menengah, uap dialirkan ke bagian tengah silinder tekanan-rendah melalui pipa yang diameternya 1.520 mm. Tekanan dan temperatur pada sisi masuk silinder tekanan-rendah adalah 1,6 ata dan 235°C . Aliran uap dibagi menjadi dua aliran dalam arah yang berlawanan. Masing-masing aliran mempunyai empat tingkat yang identik. Uap buang dari masing-masing aliran ini dikondensasikan di dalam dua kondenser terpisah yang dilaskan ke kedua pipa buang.

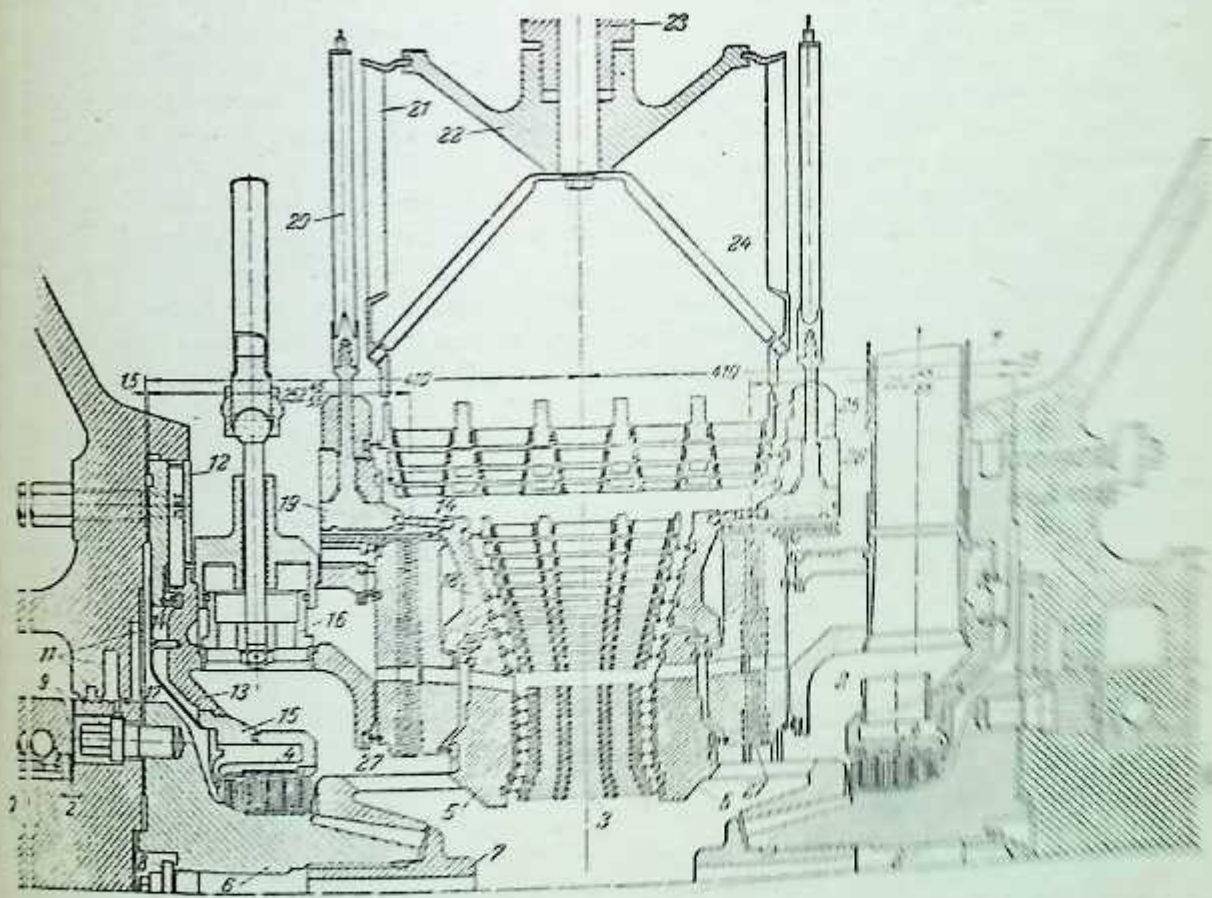
Stator silinder tekanan-rendah terbuat dari tiga bagian. Bagian tengah terbuat dari besi cor CH.21-40, dan kedua ujung sisi buang terbuat dari pabrikasi las-lasan baja. Kedelapan cakram rotor silinder tekanan-rendah disambung-kerutkan pada poros. Cakram diperkuat lagi oleh pasak memanjang. Kecepatan kritis rotor tekanan-rendah adalah 1.610 rpm. Perapat-perapat gland ujung adalah jenis bus. Bus ini dipasang pada poros turbin sewaktu bus masih dalam keadaan panas, yakni, dengan sambungan-kerut.

Rotor-rotor silinder tekanan-tinggi, -menengah dan -rendah ditopang oleh lima bantalan: rotor tekanan-rendah oleh dua bantalan dan rotor tekanan-tinggi dan menengah oleh tiga bantalan. Rotor-rotor tekanan-tinggi dan menengah dihubungkan oleh kopling tetap. Suplai uap ke silinder tekanan-tinggi dan -menengah adalah dari sisi gabungan bantalan luncur dan dorong tengah. Susunan yang demikian telah menyebabkan memendeknya unit tersebut sepanjang 1,5 meter maupun pembebanan yang berkurang pada bantalan dorong sebagai akibat aliran yang berlawanan arahnya di dalam silinder tekanan-tinggi dan menengah. Ini dianggap sangat perlu bilamana terdapat derajat reaksi yang besar pada sudu-sudu gerak. Rotor-rotor silinder tekanan-menengah dan rendah serta rotor-rotor turbin dan alternator dihubungkan oleh kopling semi-fleksibel. Kolom bantalan antara silinder tekanan-rendah dan rumah alternator mempunyai alat untuk memutar rotor secara perlahan untuk memungkinkan pemanasan dan pendinginan rotor yang seragam pada waktu penstartan dan penyetopan operasi turbin. Sudu-sudu silinder tekanan-tinggi dibuat sesuai dengan profil sudu-sudu efisiensi-tinggi. Sudu-sudu dengan perbandingan $d_{\text{rata-rata}}/h_b' \leq 10$ dibuat dengan sudu-sudu yang terpuntir. Dengan demikian efisiensi silinder tekanan-tinggi dan -menengah untuk unit ini jauh lebih tinggi dibandingkan dengan efisiensi turbin-turbin yang dibuat pada periode yang lebih awal. Diameter rata-rata cakram tingkat akhir adalah 2.100 mm dengan tinggi sudu 765 mm, perbandingan

$$d_{\text{rata-rata}}/h_b = \frac{2100}{765} = 2,75$$

dan kecepatan keliling pada diameter rata-rata $n_{rata-rata} = 330$ m/detik. Diameter maksimum suatu silinder tingkat akhir dari sisi-buang adalah 2.870 mm, dan kecepatan keliling maksimum $n_{maks} = 417$ m/detik. Bobot rotor silinder tekanan-rendah sewaktu dirakit adalah 36 ton. Ukuran-ukuran silinder turbin diberikan pada Gambar 10-16. Kapasitas pembangkitan pada poros masing-masing silinder adalah: silinder tekanan-tinggi-62.000 kW, silinder tekanan-menengah-91.000 kW, silinder tekanan-rendah-53.000 kW. Semua bagian turbin yang berhubungan langsung dengan temperatur tinggi dibuat dari baja perlit (kelas perlit). Rumah silinder tekanan-tinggi, kotak dan ruang-sorong uap, katup pengatur dan silinder tekanan-tinggi hingga sambungan vertikalnya dibuat dari baja krom-vanadium-medium-temperatur SVK-150-1. Rotor-rotor silinder tekanan-tinggi dan menengah dan poros silinder tekanan-rendah dibuat dari baja kelas P22. Semua cakram yang disambung-kerut dibuat dari baja 34XH3M. Pembikinan bagian-bagian turbin dari baja kelas perlit akan banyak menurunkan biayanya. Harga turbin PVK-200-1 ternyata 33% lebih mahal dibandingkan dengan harga turbin SVK-150-1 (bagian-bagian turbin pada daerah temperatur tinggi untuk turbin ini dibuat dari baja austenit yang kira-kira enam atau tujuh kali lebih mahal dibandingkan dengan harga baja perlit).

Sistem pengaturan turbin K-200-130 yang nyata berbeda dengan sistem pengaturan turbin dengan penguang-panasan adalah proteksi tambahan terhadap kenaikan putaran turbin oleh uap yang dipanaskan. Untuk maksud ini empat katup pengatur dipasang pada silinder tekanan-menengah. Katup pengatur ini juga dioperasikan oleh sevomotor utama yang diperuntukkan bagi katup pengatur silinder tekanan-tinggi. Di samping itu, dua katup pengaman dipasang pada saluran suplai utama penguang-panas yang membuang uap langsung ke kondenser pada saat terjadinya pemutus-hubungan beban. Katup ini dioperasikan menurut cara pengoperasian katup-katup stop otomatis. Pompa minyak utama dari jenis sentrifugal dengan kapasitas 7.000 liter per menit dilengkapi untuk penyaliran minyak ke arah



Gambar 10-17. Turbin Ljungstrom 1.400 kW pada 3.000 rpm.
 1-saluran masuk uap utama; 2-ruang melingkar; 3-silinder-silinder baris pertama; 4-paksa labai; 5-poros turbin; 6-sekerup penutup; 7-baut; 8-sambat; 9-baut kopling; 10-poros alternator; 11-silinder tekanan-tinggi; 12-silinder tekanan-menengah; 13-ruang sorong uap; 14-cincin fleksibel (dumb-bell); 15-ruang sorong uap penguang-panas; 16-cincin isolasi; 17-bilah isolator; 18-bagian tengah rotor; 19-bagian luar rotor; 20-silinder tekanan-rendah; 21-rumah; 22-baut; 23-penguat (penguat); 24-penguat (penguat) labirin radial.

tem pelumasan dan pengaturan turbin. Pompa minyak utama ditempatkan di depan rumah bantalan dan spindelnya dihubungkan dengan rotor turbin oleh kopling flens. Minyak untuk pengaturan disuplai pada tekanan 20 kg/cm^2 , dan untuk pelumasan bantalan, injektor dua-tingkat yang khusus dilengkapi pada karter minyak. Jadi sistem minyak tidak membutuhkan pemakaian sistem roda gigi reduksi dan katup penurunan tekanan yang agak menyederhanakan cara kerja sistem minyak maupun untuk mempertinggi keandalan operasi.

Untuk periode penstartan dan penyetopan, turbin dilengkapi dengan pompa minyak bantu jenis sentrifugal dengan penggerak motor listrik (a,b)*. Pompa sentrifugal lain yang digerakkan oleh motor listrik dilengkapi untuk pensuplai minyak untuk pelumasan pada kepesatan turbin yang rendah. Motor ini secara otomatis akan dioperasikan bila tekanan minyak di dalam saluran minyak utama menurun oleh sesuatu sebab. Selanjutnya turbin dilengkapi lagi dengan pompa cadangan (yang digerakkan oleh motor a.s)** untuk mensuplai minyak bila turbin dioperasikan hanya untuk mensuplai saluran listrik rumah tangga. Pompa ini dioperasikan oleh seperangkat aki dan secara otomatis akan dioperasikan jika tekanan minyak turun menjadi $0,45 \text{ kg/cm}^2$.

5. Turbin Ljungström

Gambar 1-7 secara diagramatik menunjukkan susunan turbin radial Ljungstrom. Setiap cincin sudu yang konsentrik beroperasi serentak sebagai sudu pengarah dan sudu gerak. Jadi adanya sudu-sudu tetap dengan kerugian-kerugian yang diakibatkannya ditiadakan sama sekali. Ekspansi uap terjadi hanya pada sudu kerja karena semuanya adalah sudu kerja. Karena kedua cakram yang bersudu itu berputar dengan kepesatan yang sama tetapi dalam arah yang berlawanan, kecepatan keliling relatif akan menjadi dua kali kepesatan pada turbin reaksi, dengan sudu pengarah yang tetap, katakanlah jenis aksial. Untuk ω_1/ω_2 yang diketahui (ω_2 —kecepatan sisi keluar relatif uap dari sudu-sudu) kecepatan ω_1 juga digandakan. Karena energi kinetik yang dihasilkan pada suatu tingkat adalah sebanding dengan kuadrat kecepatan sisi keluar (ω_2), energi yang dihasilkan pada turbin ini adalah empat kali energi yang dihasilkan pada turbin reaksi aksial. Akibatnya jumlah tingkat yang dibutuhkan pada turbin radial, dengan semua besaran lainnya sama, adalah jauh lebih sedikit dibandingkan jumlah tingkat pada turbin reaksi aksial. Jadi turbin radial Ljungstrom adalah turbin yang sangat kompak. Diameter cincin sudu pertama biasanya dibuat kecil, dengan maksud untuk mendapatkan sudu yang cukup tingginya. Panjang sudu tekanan-rendah adalah lebih kecil daripada sudu untuk turbin aksial; ini disebabkan oleh pembatasan kekuatan bahan, dan lain-lain. Turbin radial mempunyai dua generator yang berputar dalam arah yang berlawanan. Rotor turbin dihubungkan dengan ujung kantilever poros generator. Rating maksimum turbin radial dibatasi oleh ukuran sudu yang agak kecil. Turbin-turbin radial kapasitas menengah dan tinggi sekarang biasanya dibuat dengan satu atau dua dari tingkat tekanan-rendahnya sebagai turbin aksial untuk memberikan luas aliran yang lebih besar untuk volume spesifik uap yang besar.

Sebagai contoh konstruksi yang demikian adalah turbin gerak-ganda 14.000 kW; 3.000 rpm yang ditunjukkan pada Gambar 10-17. Uap dari pipa utama 1 memasuki sistem sudu turbin 3 melalui ruang melingkar 2. Dari sisi-keluar tingkat-akhir sudu-sudu radial, uap dibagi menjadi dua aliran yang masing-masing mengalir dalam dua arah aksial yang berlawanan dan mengalir melalui dua tingkat-aksial memasuki kondenser melalui pipa pembuang. Oleh karena panjang sudu-gerak, sekalipun untuk tingkat pertama, ternyata sudah cukup besar, sudu-sudu ini telah dibagi menjadi tiga bagian untuk tingkat-tingkat awal dan lima bagian untuk tingkat-tingkat tekanan-rendah oleh cakram melingkar, jadi akan mengurangi ujung-ujung kantilever untuk sudu-sudu dan momen lentur yang terjadi.

Setiap cakram terdiri dari tiga bagian: bagian dalam 5, tengah 18 dan luar 19. Bagian yang disebutkan terakhir mempunyai tingkat aksial 20. Bagian-bagian cakram ini disambung menjadi satu oleh cincin ekspansi dumb-bell. Bagian-dalam cakram 5 disambung dengan poros berongga 6 oleh pasak dan sekerap penutup 7. Poros turbin dihubungkan dengan poros alternator 10 dengan bantuan baut kopling 9. Turbin mempunyai paking labirin aksial 4 maupun radial 27 masing-masing untuk poros dan cakram. Suplai uap adalah melalui katup cekik, yang sudah merupakan praktek yang biasa untuk turbin jenis ini. Pada beban-beban nominal ada suplai uap tengah ke tingkat yang kedelapan belas melalui katup stop 16. Katup 16 dibuka oleh tekanan uap. Bagian piston atas katup stop terbuat dari cincin besi cor. Data operasi yang di-

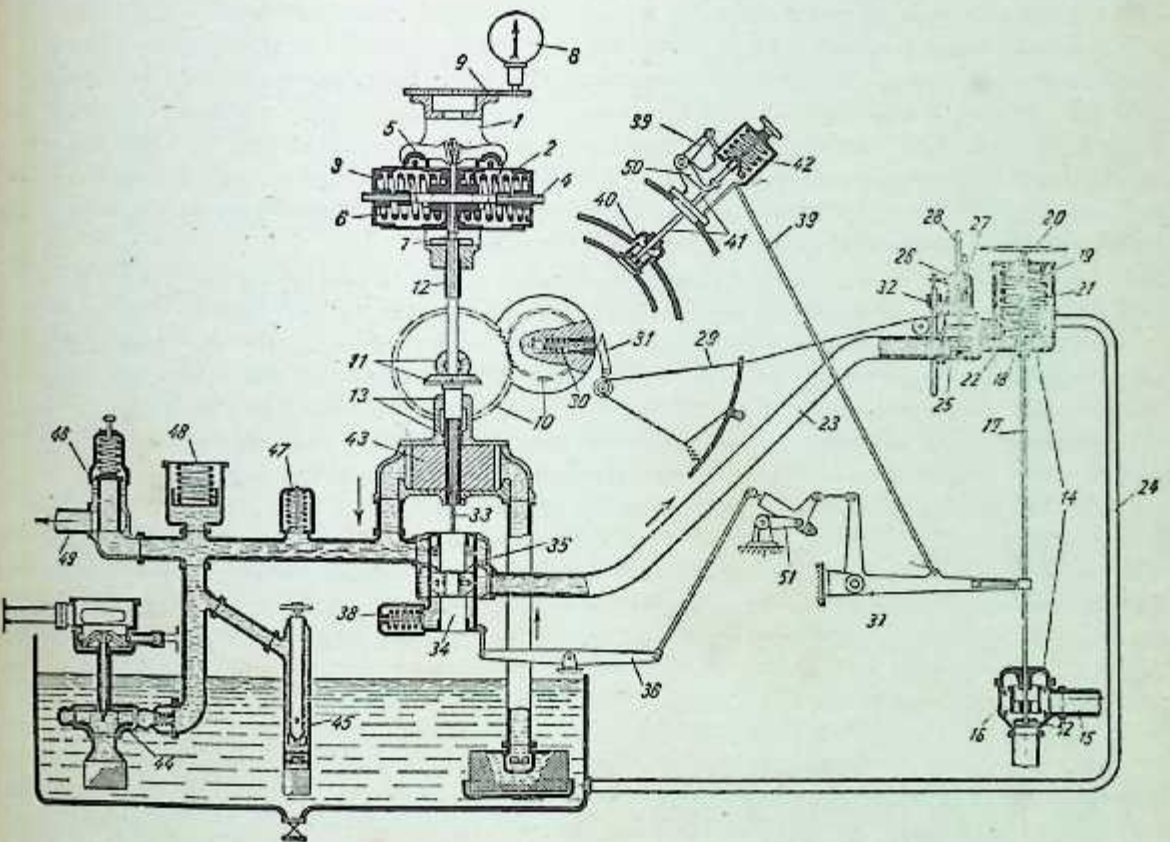
* Arus bolak-balik (a.c.)

** Arus searah (d.c.)

Ikumpul untuk pengoperasian turbin-turbin radial di Uni Soviet menunjukkan bahwa turbin-turbin ini se-kali-kali tidak kurang terandalkan dibandingkan dengan turbin-turbin aksial yang kapasitasnya sama.

Sekalipun dengan kerugian kebocoran yang besar dari paking gland, turbin ini ternyata agak ekonomis. Data pengujian turbin radial yang kapasitasnya 10.000 kW dengan suplai uap pada tekanan 29 aata dan temperatur 400°C menunjukkan bahwa efisiensi turbin ini adalah setinggi 82%. Pada saat ini turbin-turbin ini juga sedang dibuat untuk pengoperasian pada tekanan dan temperatur uap yang tinggi, maupun dengan tekanan-lawan dengan efisiensi yang tinggi dalam daerah kondisi operasi pendesainan.

Sistem pengaturan turbin ditunjukkan pada Gambar 10-18. Penggerak untuk pengatur sentrifugal diperoleh dari poros turbin melalui dua pasang roda gigi 10 dan 11. Dalam hal terjadinya variasi kecepatan, pengatur sentrifugal akan memindahkan katup pandu 34, yang dapat memperbesar ataupun memperkecil luas aliran minyak ke pipa minyak 23. Jadi pembukaan dan penutupan katup cekik 16 dikendalikan oleh tekanan minyak yang di bawah piston servomotor 18. Katup pandu dibawa kembali ke kedudukan tengahnya oleh sistem tuas 36 dan 37. Turbin mencapai kapasitas nominalnya bila katup 40 dibuka penuh oleh tuas 39 dan 50. Pada kondisi operasi normal, katup 25 peralatan pemutus-hubung kecepatan-lebih akan tetap dalam keadaan tertutup dan hanya ruang minyak bagian bawah servomotor 18 dihubungkan ke saluran minyak bertekanan 23. Bila kecepatan poros naik 10% di atas kecepatan operasi normal, peralatan pemutus-hubung kecepatan-lebih akan segera beroperasi dan melalui kabel baja 29 membuka katup 25. Kedua ruang minyak piston servomotor sekarang dihubungkan satu sama lain dan pada saat yang sama saluran utama bertekanan diputuskan dari servomotor. Karena sekarang tekanan minyak pada piston servomotor sudah tidak ada lagi, piston didorong ke bawah oleh gaya pegas yang dengan demikian akan menutup katup cekik 16.



Gambar 10-18. Sistem pengaturan turbin Ljungström.

1-pengatur sentrifugal; 2-bobot; 3-cincin (washer); 4-spindel pegas; 5-pen; 6-pegas; 7-batang penghubung untuk katup-pandu servomotor; 8-takometer; 9-transmisi ke takometer; 10 dan 11-transmisi ke pengatur; 12-spindel pengatur; 13-spindel pompa minyak; 14-sistem suplai uap; 15-uap ke turbin; 16-katup cekik; 17-spindel katup cekik dan katup stop; 18-piston servomotor; 19-pegas servomotor; 20-roda tangan; 21-spindel roda tangan; 22-minyak bertekanan; 23-suplai minyak ke servomotor; 24-pipa minyak kuras; 25-katup pengatur pemutus-hubung kecepatan-lebih; 30-pen pemutus-hubung; 31-penahan pemutus-hubung kecepatan-lebih; 32-alat indikator; 33-spindel katup pandu; 34-katup pandu; 35-silinder katup pandu; 36-tuas penstabil katup pandu; 37-tuas transmisi; 38-katup pengaman untuk minyak; 39-tuas pengoperasi katup langkai; 40-katup-langkai; 41-spindel katup-langkai; 42-pegas; 43-pompa-minyak utama; 44-pompa-minyak bantu; 45-pompa tangan cadangan; 46-katup penurun-tekanan; 47-katup pengaman; 48-alarm; 49-pipa minyak ke bantalan; 50-tuas; 51-tuas ayun; 52-katup stop.

Bab Sebelas

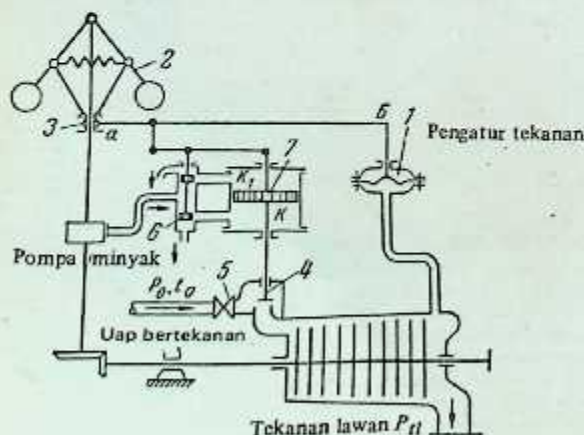
TURBIN TEKANAN-LAWAN DAN TURBIN TEKANAN-CAMPUR

11.1. TURBIN TEKANAN-LAWAN

Turbin tekanan-lawan dipakai di bidang industri baik yang membutuhkan energi listrik maupun uap proses pada waktu yang bersamaan. Uap buang dari turbin ini dimanfaatkan untuk keperluan proses dan pemanasan. Kapasitas turbin tekanan-lawan sangat tergantung pada jumlah uap yang mengalir melalui turbin ke konsumen uap proses. Jadi turbin tekanan-lawan tidak akan mampu memenuhi baik kebutuhan energi listrik maupun uap proses secara serentak pada suatu industri secara keseluruhan. Oleh karena itu, turbin tekanan-lawan gaibnya dioperasikan paralel dengan turbin kondensasi; turbin tekanan-lawan mensuplai jumlah daya listrik yang dibangkitkannya sebagai akibat dari jumlah uap yang mengalir melalui turbin ini ke konsumen uap proses. Kebutuhan daya di luar ini disuplai oleh turbin kondensasi. Turbin tekanan-lawan yang mensuplai uap hanya untuk keperluan-keperluan pemanasan mempunyai banyak keburukan karena operasinya sangat tergantung pada perubahan musim dan, akibatnya, turbin ini dipakai hanya pada penggunaan yang terbatas. Konstruksi turbin tekanan-lawan jauh lebih sederhana daripada konstruksi turbin kondensasi. Ukuran tingkat-akhir turbin tekanan-lawan agak lebih kecil dibandingkan dengan ukuran turbin kondensasi dengan kapasitas yang sama. Rotor turbin tekanan-lawan dibuat dengan diameter yang konstan, atau dengan pembesaran diameter yang sangat sedikit ke arah ujung sisi-buang. Praktek konstruksi yang sekarang ini adalah dengan menjaga diameter cakram tetap konstan sebagai pengganti diameter rata-rata yang konstan untuk rotornya. Konstruksi rotor turbin tekanan-lawan tidak begitu berbeda dari konstruksi tingkat tekanan-tinggi turbin kondensasi. Susunan umum pengaturan yang dipakai untuk turbin tekanan-lawan ditunjukkan pada Gambar 11-1.

Pengatur 1 ditutup pada waktu pemanasan dan penstartan awal turbin. Selongsong 3 pengatur sentrifugal diturunkan, piston servomotor dibawa ke titik tengah atasnya dan katup 4 dibuka.

Minyak untuk pengaturan dan pelumasan disuplai oleh pompa minyak tambahan. Katup pengatur 4 yang mensuplai uap segar ke turbin dipertahankan tetap terbuka penuh oleh tekanan minyak pada permukaan bawah piston servomotor. Turbin diisi uap dengan jalan membuka secara perlahan katup yang menghubungkan ujung sisi-buang turbin dengan konsumen uap proses, yang sedang disuplai uap proses dari turbin tekanan-lawan lainnya atau dari saluran utama uap melalui katup penurunan tekanan. Turbin secara seragam dipanaskan dengan jalan membuka katup stop 5 dan dengan membiarkan turbin berputar dengan putaran yang sangat lambat. Sesudah pemanasan awal, katup stop 5 sedikit demi sedikit dibuka untuk membuat kepesatan turbin berputar pada kepesatan operasi normal. Pengatur sentrifugal sekarang ini akan beroperasi dan turbin beroperasi tanpa-beban. Setelah katup 5 ini dibuka penuh dan turbin diserempakkan secara paralel dengan sistem, sebagian beban sistem dipindahkan ke turbin ini. Segera



Gambar 11-1. Diagram pengaturan untuk turbin tekanan-lawan.

setelah pembebanan, pengatur turbin tekanan-lawan I dioperasikan dan sekarang turbin beroperasi sesuai dengan kebutuhan uap proses konsumen.

Pengaturan kecepatan turbin sesuai dengan kebutuhan uap proses didapatkan dengan jalan memakai pengatur sentrifugal bersama dengan peralatan pemercepat. Bila kecepatan turbin melebihi kecepatan normal, pegas peralatan pemercepat memberikan gaya yang sedemikian besarnya sehingga dapat menahan pengatur sentrifugal dari pengaruh fluktuasi beban pada sistem. Jadi dengan variasi beban, selongsong pengatur sentrifugal 3 masih tetap pada kedudukannya semula. Jumlah uap yang mengalir melalui turbin sekarang tidak lagi sebagai fungsi beban (yang dikendalikan oleh pengatur kecepatan) tetapi oleh kebutuhan uap proses yang dibuat oleh konsumen, dan pengendalian aliran uap sekarang sudah dialihkan ke pengatur tekanan-lawan. Frekuensi sistem dikendalikan oleh turbin kondensasi yang beroperasi seajar.

Prinsip operasi dapat lebih mudah dimengerti dengan memperhatikan contoh berikut ini. Diandaikan bahwa kebutuhan untuk uap proses bertambah. Tekanan-lawan P_H sekarang akan turun. Tuas aB diturunkan, relatif terhadap titik a , dan piston katup-pandu 6 didorong ke bawah. Sebagai akibatnya minyak bertekanan dibiarkan mengalir ke ruang K dan katup pengatur 4 akan mulai membuka lebih lebar yang memperbesar jumlah aliran uap melalui turbin. Pergerakan ke atas piston servomotor 7 memindahkan piston katup-pandu 6 kembali ke atas, yang membawanya ke tempatnya semula, yang memutus suplai minyak bertekanan ke ruang servomotor K dan minyak kuras dari K_1 . Dalam hal kenaikan pada tekanan-lawan, operasi yang persis sama tetapi dengan urutan yang terbalik akan terjadi, yang memperbesar tekanan minyak di dalam ruang K_1 dan menguras minyak dari ruang K . Turbin temperatur tinggi (topping turbine) dapat juga dianggap sebagai salah satu jenis turbin tekanan-lawan. Uap buang dari turbin temperatur-tinggi memasuki turbin tekanan-menengah di mana uap itu diekspansikan ke nilai akhirnya.

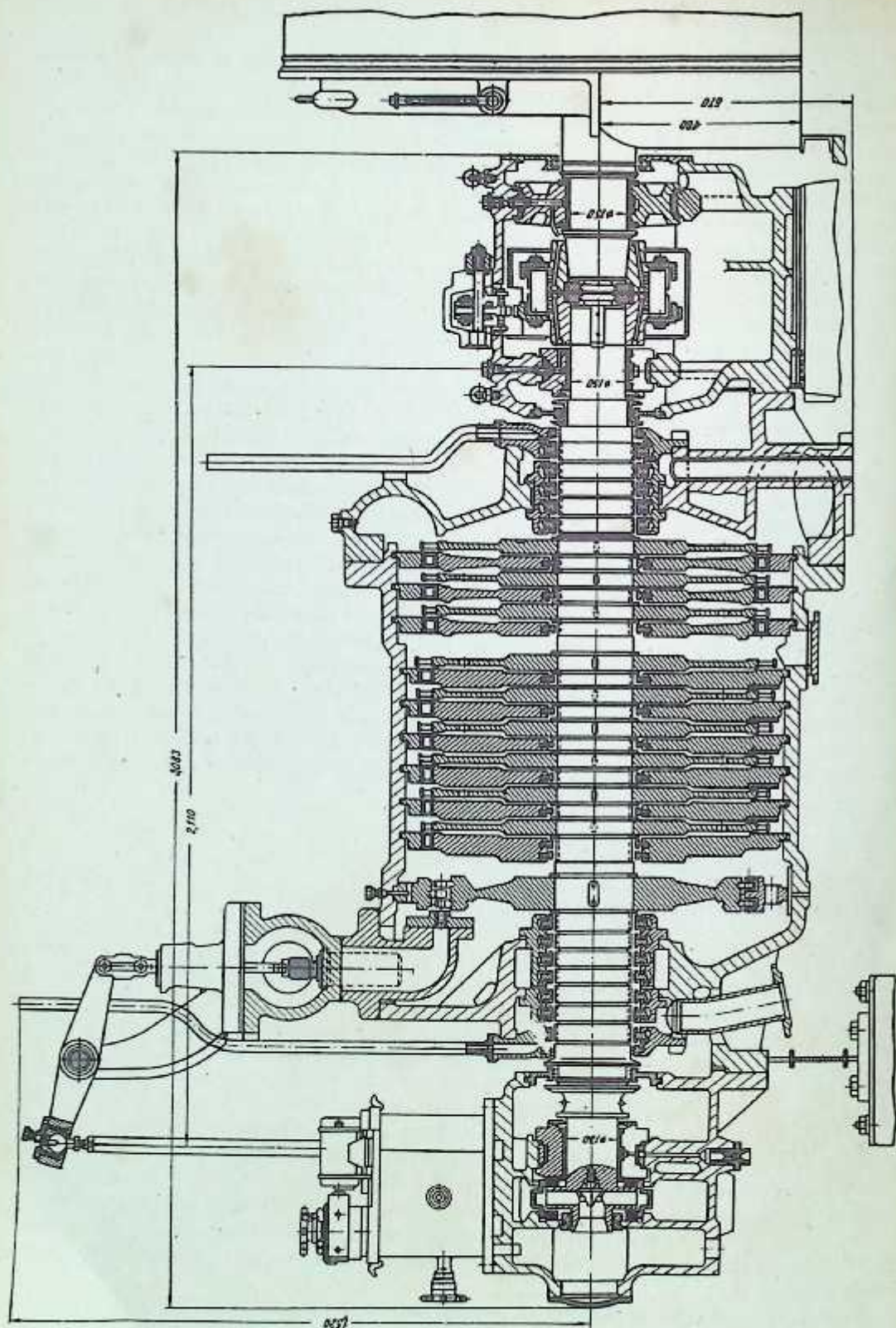
Turbin temperatur tinggi (topping turbine) adalah produk pengulang-konstruksian dan pembaharuan turbin-turbin tekanan menengah lama yang beroperasi pada beberapa pembangkit tenaga agar turbin-turbin tersebut dapat beroperasi pada tekanan dan temperatur yang lebih tinggi. Turbin-turbin temperatur tinggi dibangun untuk tekanan dan temperatur awal yang tinggi karena uap itu keluar pada tekanan-lawan yang relatif tinggi (15 sampai 29 ata) ke dalam turbin-turbin tekanan-menengah. Menurut praktek yang dilakukan akhir-akhir ini, tekanan dan temperatur awal adalah $p_0 = 90$ ata dan $t_0 = 535^\circ\text{C}$. Turbin-turbin temperatur-tinggi bisa juga dibangun untuk parameter uap awal yang lebih tinggi seperti 300 ata dan 650°C . Uap buang dari turbin temperatur-tinggi dapat dialirkan ke turbin tekanan-menengah baik secara langsung maupun sesudah mengalami pengulang-panasan (reheat). Baik turbin temperatur-tinggi maupun turbin tekanan-lawan, sebagai mana biasanya, dibangun dengan pengaturan pengendalian nosel, dan dengan sistem perapat gland yang sudah sangat maju.

11.2. CONTOH-CONTOH KONSTRUKSI: TURBIN TEKANAN-LAWAN

a) Turbin R-4-35/3 (AR-4-3) buatan Kaluga Turbine Works (K.T.W.)

Gambar 11-2 menunjukkan rincian konstruksi turbin 4000 kW yang beroperasi pada putaran 3000 rpm yang dibuat oleh K.T.W. Uap disuplai pada tekanan 35 ata dan temperatur 435°C . Tekanan-lawan adalah 3 ata. Fluktuasi tekanan awal yang diperbolehkan adalah dari 32 sampai 37 ata dengan temperatur yang berkisar dari 420 sampai 445°C , dan variasi tekanan-lawan dari 2 sampai 4 ata. Di samping itu, turbin dapat dioperasikan terus menerus pada 29 ata dan 400°C dengan fluktuasi tekanan-lawan dalam jangka 2 sampai 4 ata. Turbin ini adalah turbin jenis impuls silinder-tunggal dengan satu tingkat-pengaturan dua-baris dan sembilan tingkat-tekanan. Suplai uap adalah melalui seperangkat nosel. Enam katup pengatur yang dipasang pada rumah turbin mengendalikan aliran uap ke turbin. Rotor turbin terdiri dari sepuluh cakram yang dipasang pada poros dengan sambungan-kerut. Perapat-perapat ujung adalah jenis labirin dengan lembaran yang dipakalkan ke dalam tabung (liner). Bantalan ujung depan adalah gabungan bantalan lancar dan dorong. Rotor-rotor turbin dan alternator disambungkan bersama dengan memakai kopling fleksibel. Titik tetap turbin adalah pada ujung buangnya sehingga ekspansi linear adalah ke arah bantalan lancar dan dorong ujung depan. Turbin dilengkapi dengan peralatan yang dapat dipakai untuk memutar turbin secara perlahan.

Sistem pengatur disuplai dengan minyak bertekanan 3,5 sampai 6,5 kg/cm^2 , dan sistem pelumasan dengan minyak pada tekanan 0,5 kg/cm^2 . Pompa minyak utama adalah jenis sentrifugal dan dihubungkan dengan poros turbin. Di samping itu, ada dua pompa minyak cadangan, satu digerakkan oleh turbin dan yang satu lagi dengan motor listrik yang beroperasi pada suplai arus bolak-balik. Motor ini beroperasi segera setelah tekanan minyak pelumas turun di bawah 0,2 kg/cm^2 .



Gambar 11-2. Turbin R-4-35/3 (A.H.-4-3) (K.H.T.W.).

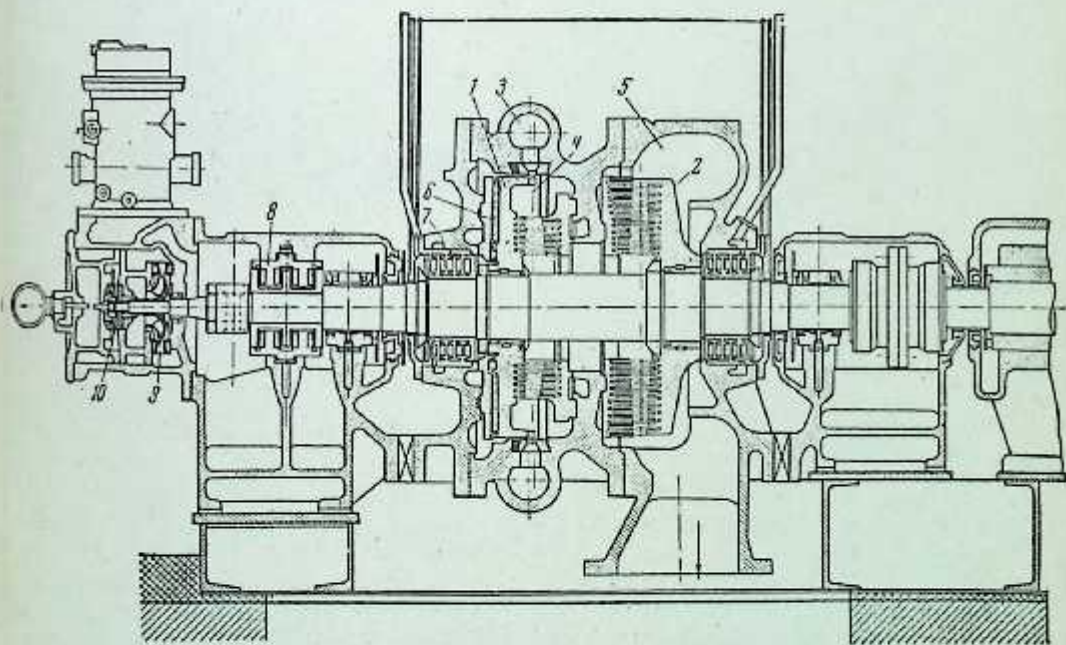
b) Turbin R-6-10 (AR-6-10) buatan Lenin Nevsky Works (L.N.W.)

Turbin ini adalah turbin impuls dengan kapasitas 6.000 kW pada 3.000 rpm (Gambar 11-3) yang didesain dapat beroperasi dengan suplai uap pada tekanan 35 ata dan temperatur 435°C. Tekanan-lawan turbin ini adalah 10 ata. Turbin dapat dioperasikan untuk periode yang lama pada beban nominalnya dengan fluktuasi temperatur dan tekanan yang diperbolehkan berikut ini: tekanan awal dari 32 sampai 37 ata; temperatur awal dari 420 sampai 445°C dan tekanan-lawan dari 8 sampai 13 ata.

Rotor terdiri dari satu tingkat-pengatur baris-tunggal yang diikuti oleh lima tingkat-tekanan. Distribusi uap adalah melalui sistem nosel. Jumlah aliran uap melalui turbin dikendalikan oleh enam katup pengatur yang dipasang pada rumah turbin. Perapat gland labirin ujung adalah jenis konis. Perapat labirin dipasang pada tabung (liner). Ujung depan ditopang oleh gabungan bantalan luncur dan dorong. Rotor-turbin dan alternator diantar-hubungkan oleh kopling fleksibel. Tersedia alat untuk memutar poros turbin secara manual. Titik tetap turbin ditunjukkan pada Gambar 11-3. Sistem pengaturan turbin ditunjukkan pada Gambar 11-4. Katup pengatur dioperasikan oleh servomotor jenis piston. Servomotor menerima denyutan (impulse) dari pengatur tekanan-lawan. Bila turbin beroperasi dengan pengaturan beban, denyutan ke servomotor diberikan oleh pengatur kepesatan. Pengatur kepesatan dan pompa roda gigi minyak digerakkan oleh poros turbin melalui roda gigi cacing. Untuk periode penstartan dan penyetopan, turbin dilengkapi dengan pompa minyak bantu yang digerakkan oleh turbin uap impuls yang kecil. Pompa cadangan yang digerakkan oleh motor listrik juga dilengkapi untuk mensuplai minyak ke bantalan pada saat tekanan minyak pelumas turun di bawah 0,3 atm. pengukuran (gauge). Relai perpindahan aksial dipasang pada turbin untuk memutuskan-hubungkan turbin dengan jalan menutup katup stop pada saat perpindahan aksial yang besar.

c) Turbin Radial VR-15 buatan Siemens-Schuckert Werke

Siemens-Schuckert Werke telah membangun turbin-turbin radial dengan sudu-sudu pengarah yang tetap. Untuk turbin yang demikian, bertentangan dengan turbin Ljungstrom, hanya satu alternator yang dibutuhkan sehingga turbin ini adalah lebih kompak. Gambar 11-5 menunjukkan potongan turbin yang demikian yang kapasitasnya 15.000 kW. Turbin mempunyai dua cakram yang padanya dipasang sudu-sudu dan beroperasi pada kepesatan 3.000 rpm. Turbin ini memakai pengaturan pengendalian nosel seba-



Gambar 11-5. Turbin VR-15 (Siemens-Schuckert Werke).

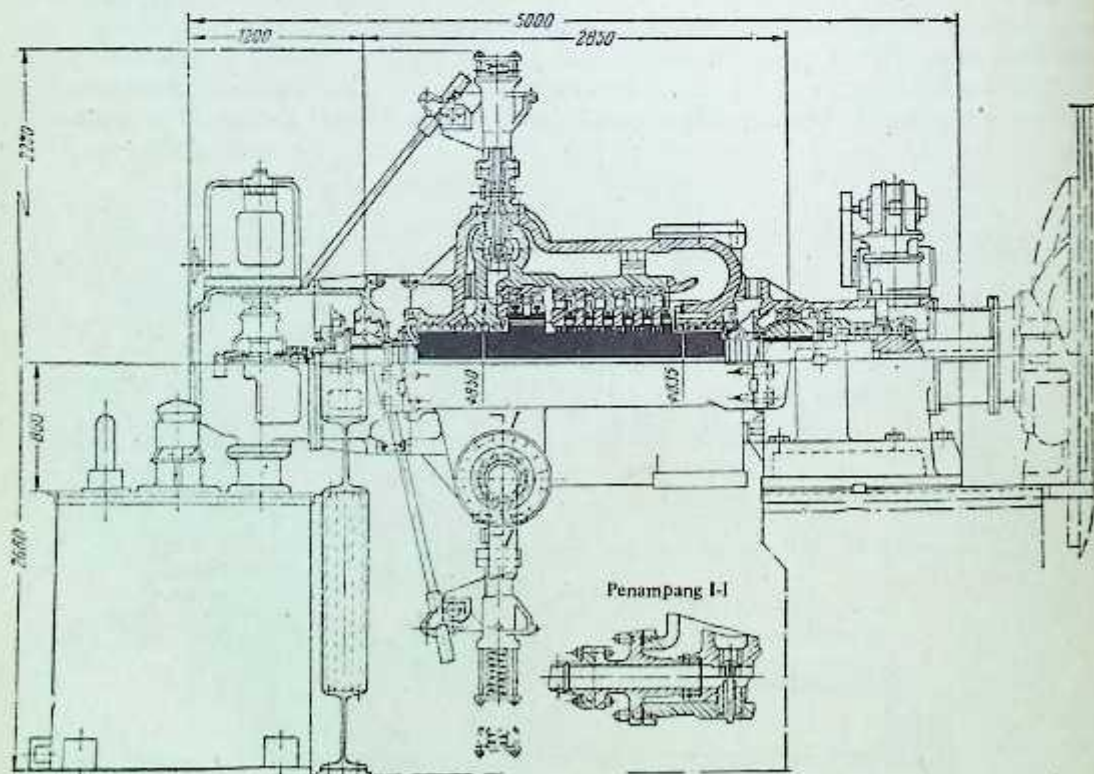
1—ruang sorong uap; 2—tingkat pengatur; 3—cakram pertama; 4—cakram kedua; 5—diafragma sudu pengarah; 6—paking labirin radial; 7—paking labirin poros; 8—bantalan dorong; 9—pompa minyak pelumas; 10—pompa minyak sistem pengatur.

gai pengganti pengaturan dengan pencekikan yang dipakai pada turbin Ljungstrom. Pengaturan dengan pengendalian nosel adalah menguntungkan. Uap yang mengalir melewati tingkat-pengatur pertama dan tingkat-tingkat reaksi yang mengikutinya masuk ke bagian tengah turbin. Dari bagian tengah ini uap mengalir sejajar dengan poros turbin dan yang mengalir ke arah luar melalui tingkat radial mengalir ke sisi-buang. Konstruksi yang demikian memungkinkan untuk menyeimbangkan dorongan aksial kedua cakram. Bantalan dorong membantu dalam menetapkan rotor pada kesebarisan (alignment) yang sesuai dan menahan setiap kelebihan dorongan yang masih tersisa dari penyeimbangan yang dilakukan dengan cara yang disebutkan di atas. Kecepatan keliling untuk turbin ini adalah setengah dari kecepatan turbin Ljungström yang kapasitasnya sama. Jadi turbin radial cakram tunggal dengan sudu-sudu pengarah yang tetap (diam) mempunyai jumlah tingkat yang agak besar bila dibandingkan dengan turbin Ljungström, ini adalah salah satu keburukannya. Keburukan lainnya untuk turbin ini adalah sulitnya dalam memastikan penyebaran sudu-sudu rotor dan perapat-perapat labirin yang baik pada saat perakitannya. Untuk penurunan tekanan yang sedikit, turbin ini dibangun dengan cakram tunggal yang dipasang pada ujung poros alternator yang menganjur (over-hang), sehingga tidak perlu lagi memakai perapat labirin tekanan-tinggi. Hal ini akan menyebabkan berkurangnya kerugian kebocoran dan akibatnya akan mempertinggi efisiensi turbin. Pemakaian tingkat radial pada daerah tekanan-tinggi, khususnya untuk tekanan dan temperatur uap yang tinggi, akan cukup mempengaruhi efisiensi turbin.

11.3. CONTOH-CONTOH KONSTRUKSI: TURBIN TEMPERATUR TINGGI

- a) Turbin Temperatur-Tinggi buatan Kh. T.W.: Kapasitas 25.000 kW pada 3.000 rpm, Jenis VR-25-1¹

Tekanan dan temperatur awal uap $p_0 = 90$ ata dan $t_0 = 500^\circ\text{C}$. Tekanan-lawan 31 ata. Turbin ini ditunjukkan pada Gambar 11-6.



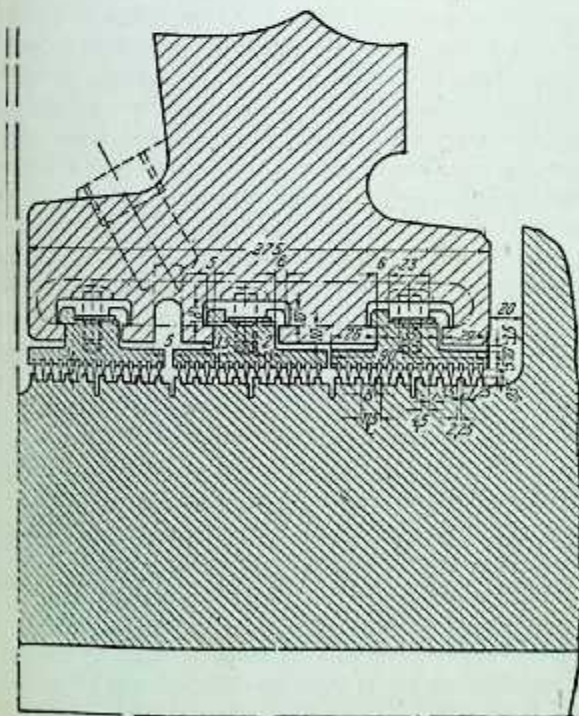
Gambar 11-6. Turbin VR-25-1 buatan Kharkov Turbine Works.

¹ Bukan turbin standar.

Turbin temperatur-tinggi (topping turbine) ini terdiri dari satu tingkat-pengatur dua-baris dan enam tingkat-tekanan. Cakram sudu dimesin pada rotor yang ditempa, yang mengurangi bobot rotor dan turbin secara keseluruhan. Kepesatan kritis rotor turbin adalah 4.230 rpm. Rotor terbuat dari baja krom-molibdenum-nikel.

Efisiensi-dalam relatif (teoretis) adalah $\eta_{oi} = 0,787$. Temperatur uap pada sisi-keluar turbin adalah 3961°C . Uap itu dapat dipakai langsung ke silinder tekanan-menengah tanpa melakukan pengulang-panasan. Pada beban nominal, massa alir uap yang melalui turbin adalah 379 ton/jam. Turbin dilengkapi dengan sistem pengaturan pengendali nosel. Uap disuplai ke nosel dan ke tingkat-pengatur pertama melalui enam katup pengatur, yang ditempatkan dalam dua ruang sorong uap pada bagian depan (kepala) turbin; satu ruang-sorong uap dipasang pada rumah turbin atas dan satu lagi pada rumah turbin bagian bawah yang terpisah 180° . Kedua katup pengatur yang pertama terbuka serentak dan keempat yang lainnya terbuka secara berurutan. Katup pengatur dibuka dan ditutup oleh servomotor utama melalui sistem tuas. Tekanan-lawan turbin dikendalikan oleh pengatur tekanan yang beroperasi tanpa dipengaruhi oleh pengatur kepesatan. Pada kondisi operasi normal, pengatur kepesatan sentrifugal digerakkan pada kepesatan-kepesatan tinggi. Sistem pengaturan mempunyai tekanan minyak setinggi 9 atm pengukuran (gauge) dan sistem pelumasan setinggi 0,5 atm pengukuran. Rumah turbin dibuat dengan sel dinding-ganda. Dinding-luar sel dibuat dari baja karbon, dan dinding-dalam dari baja molibdenum. Bobot sel-luar adalah 15 ton dan sel dalam 6,5 ton. Gambar terinci (inset) penampang I-I menunjukkan metode pensuplai uap ke katup pengatur. Pemakaian konstruksi dinding-ganda untuk rumah turbin membantu dalam memperkecil ukuran-ukuran rumah turbin bagian dalam (inner casing) yang terbuat dari baja paduan yang harganya mahal. Diafragma baja las-lasan langsung dikukuhkan pada rumah turbin bagian dalam. Baik sudu-sudu maupun diafragma dibuat dari baja krom-molibdenum-nikel dengan 0,5% Mo.

Pada ujung tekanan-tinggi, turbin mempunyai paking labirin seperti yang ditunjukkan pada Gambar III-7. Ada perapat hidraulik pada ujung perapat labirin untuk mendinginkan poros turbin. Tabung (liner) yang membawa perapat labirin mempunyai kebebasan gerak dalam arah radial karena tabung tersebut dipegang poros turbin dengan memakai pegas. Alur khusus dibuat pada poros yang berada pada bagian labirin untuk mengimbangi ekspansi poros yang dengan demikian akan menghindarkan pemakaian tabung (liner) yang biasa. Konstruksi yang demikian memungkinkan pabrik dapat mengurangi diameter perapat labirin dan kerugian kebocoran. Ujung depan ditopang oleh gabungan bantalan luncur dan dorong (jenis segmen). Kedua bantalan luncur mempunyai bus penopang yang bentuknya bulat. Jarak antara kedua bantalan adalah 2.850 mm. Panjang keseluruhan turbin adalah 5.000 mm, dan bobot kotornya adalah 556,5 ton.



Gambar 11-7. Konstruksi paking labirin depan turbin Kharkov Works jenis VR-25, R-25-90 (VRT-25), K-100-90 (VKT-100) K-150-130 (PVK-150), dan lain-lain.

Titik tetap turbin ditempatkan pada bantalan luncur ujung belakang dan terletak pada sumbu pasak melintang yang ditempatkan di antara sepatu kolom dan rangka pelat pondasi (Gambar 11-6). Bantalan ujung depan dikukuhkan sedemikian sehingga bantalan tersebut bersifat fleksibel dalam arah aksial dan kaku dalam arah melintang. Kolom bantalan depan dan reservoir minyak dikukuhkan pada rangka pondasi. Turbin dilengkapi dengan alat untuk memutar rotor secara perlahan, yang digerakkan oleh motor listrik.

Turbin temperatur-tinggi buatan Kh.T.W. jenis VR-25-2 juga didesain untuk parameter awal uap yang sama dengan untuk turbin jenis VR-25-1, tetapi dengan tekanan-lawan 18 ata. Rotor mempunyai satu tingkat-pengatur dua-baris dan delapan tingkat-tekanan. Jumlah total uap yang mengalir melalui turbin VR-25-2 pada beban terujinya adalah 267,5 ton/jam. Temperatur buang adalah 302°C. Kebanyakan komponen turbin VR-25-2 adalah serupa dengan komponen untuk turbin VR-25-1.

Kedua jenis ini mempunyai efisiensi yang relatif rendah. Kh. T.W. telah mengeluarkan desain baru untuk turbin temperatur-tinggi yang memperbesar baik temperatur uap buang maupun efisiensinya. Turbin ini beroperasi pada temperatur awal uap yang lebih tinggi.

b) Turbin Temperatur-tinggi buatan Kh.T.W. Jenis R-25-90/31 (VRT-25-1) dan R-25-90/18 (VRT-25-2) dengan Kapasitas 25.000 kW

Turbin-turbin ini didesain untuk beroperasi dengan uap segar pada tekanan 90 ata dan temperatur 535°C, dan tekanan-lawan setinggi 31 ata untuk turbin R-25-90/31 dan 18 ata untuk turbin R-25-90/18. Kedua turbin ini mempunyai tingkat-pengaturan baris-tunggal. Penurunan kalor yang terjadi pada tingkat ini adalah sedikit, jumlah tingkat-tekanan adalah lebih banyak pada turbin VR-25. Turbin-turbin VRT-25 adalah hampir serupa dalam hal desainnya (stator, distribusi uap dan komponen-komponen lainnya) dengan turbin-turbin VR-25. Turbin R-25-90/31 mempunyai delapan tingkat. Efisiensi yang tinggi dimungkinkan dengan pemakaian profil sudu yang bagus baik untuk sudu gerak maupun sudu tetap pada kedua jenis turbin ini.

Jenis R-25-90, bila memang dibutuhkan, dapat menghasilkan daya nominal dengan tekanan awal 85 ata, temperatur awal 500°C pada tekanan-lawan 3 ata lebih tinggi daripada nilai desain yang tingginya 31 ata tersebut. Konsumsi uap spesifik yang dijamin oleh pabrik pada kapasitas nominal adalah $d_e = 10,32$ kg/kW-jam untuk turbin R-25-90/18 dan $d_e = 14,84$ kg/kW-jam untuk turbin R-25-90/31. Kedua turbin ini mempunyai sistem pengaturan hidrolis. Impuls pengaturan diberi sinyal oleh impeler yang dibangun dalam kesatuan-tunggal dengan pompa sentrifugal utama. Pompa minyak utama pada kepesatan poros normal 3.000 rpm mensuplai sistem minyak dengan 100 m³/jam minyak pada tekanan 15 kg/cm². Sistem pengaturan dan saluran utama pelumasan disuplai dengan minyak melalui injektor khusus. Tekanan pada pemipaan sisi isap pompa minyak utama dan impeler adalah 0,3 sampai 0,4 atm pengukuran. Tekanan ini dihasilkan oleh injektor utama. Nosel injektor ini menerima suplai minyaknya dari saluran bertekanan pompa minyak utama. Impeler menyampaikan impuls (denyutan) tersebut ke meter jenis piston yang khusus. Meter ini sendiri adalah penguat (amplifier) tingkat pertama yang menyampaikan impuls ke katup pandu penguat tingkat kedua; dari yang disebutkan terakhir ini minyak mengalir ke ruang yang ada di bawah piston servomotor. Servomotor mempunyai sisi operasi tunggal dengan pegas di sisi lainnya untuk mengimbangi tekanan minyak. Melalui sistem tuas, servomotor mengoperasikan spindel pengatur yang mengendalikan pembukaan dan penutupan katup-katup pengatur. Bila operasi turbin hendak diatur oleh kebutuhan uap operasi, pengatur tekanan-lawan dioperasikan. Pengatur ini mempunyai tiga tingkat penguatan untuk penyampaian denyutan (impuls) variasi tekanan. Denyutan awal disampaikan ke elemen pegas-membran. Dari sini denyutan selanjutnya disampaikan ke piston katup pandu dan dari sana ke servomotor. Perpindahan piston servomotor melalui susunan batang gigi dan pinion akan menyebabkan poros-kam katup pengatur berputar, yang dengan demikian akan mengendalikan katup pengatur.

Sistem minyak turbin dilengkapi dengan pompa minyak bantu: suatu pompa minyak yang digerakkan oleh motor listrik, yang mengalirkan minyak sebanyak 116 m³/jam, dicadangkan untuk mensuplai uap ke bantalan dan sistem pengaturan pada waktu penstartan turbin; dua pompa minyak tekanan-rendah yang digerakkan oleh motor listrik, satu beroperasi dengan arus bolak-balik dan yang satu lagi dengan arus searah, juga dilengkapi, yang masing-masing mengalirkan 90 m³/jam pada tinggi-tekan (head) statik setinggi 25 m kolom air, untuk mensuplai minyak ke sistem pelumasan.

Turbin juga dilengkapi dengan relai perpindahan aksial. Dalam hal perpindahan aksial unit turbin, relai perpindahan aksial akan mengaktifkan elektromagnet yang secara otomatis akan menutup katup stop utama dan katup-katup pengatur.

11.4 TURBIN KONDENSASI DENGAN EKSTRAKSI TERKENDALI (TURBIN LINTAS-BUANG)

1. Konsep Dasar

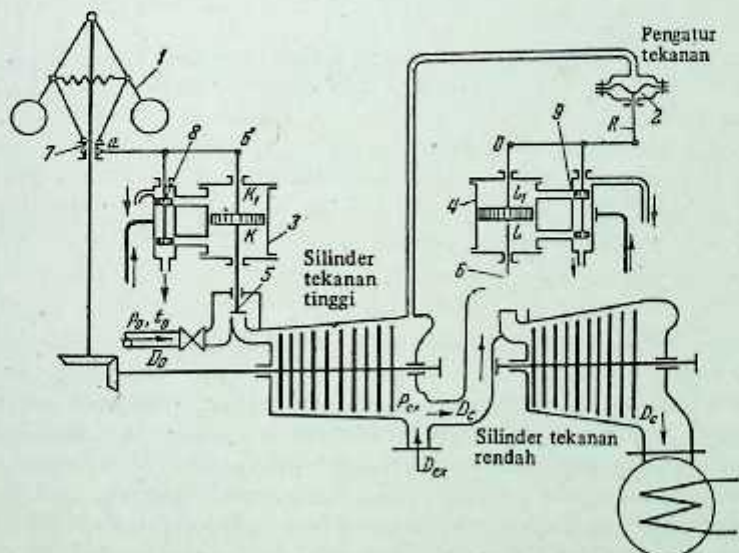
Turbin kondensasi dengan ekstraksi tengah adalah mesin yang dapat mensuplai berbagai gabungan beban kalor dan listrik secara serentak. Uap dari ekstraksi terkendali pada tekanan konstan dipakai untuk keperluan-keperluan pemanasan dan proses dalam bidang industri. Tanpa adanya kebutuhan beban kalor, turbin ini dapat beroperasi sebagai turbin kondensasi normal, bebannya pada saat yang demikian ini seluruhnya tergantung pada kebutuhan beban listrik. Akibatnya, sistem pengaturan turbin harus didesain sedemikian sehingga dapat mengatur turbin secara tersendiri untuk beban-beban kalor dan listrik.

Gambar 11-8 menunjukkan diagram alir untuk sistem pengaturan turbin kondensasi dengan ekstraksi tengah. Sinyal dari pengatur sentrifugal hanya ditransmisikan ke katup-pengatur uap segar, dan denyutan (impuls) dari pengatur tekanan ditransmisikan ke katup-pengatur silinder tekanan-rendah. D_0 kg uap segar masuk melalui katup pengatur 5. Pada sisi-keluar silinder tekanan-tinggi, uap dibagi menjadi dua aliran: D_{eks} mengalir keluar ke konsumen untuk keperluan-keperluan pemanasan dan proses dan D_0 melalui katup pengatur yang kedua 6 masuk ke silinder tekanan-rendah yang selanjutnya dari sini dialirkan ke kondenser. Pada kondisi operasi normal, baik pengatur sentrifugal 1 maupun pengatur tekanan 2 ditetel pada kedudukan kerja normalnya.

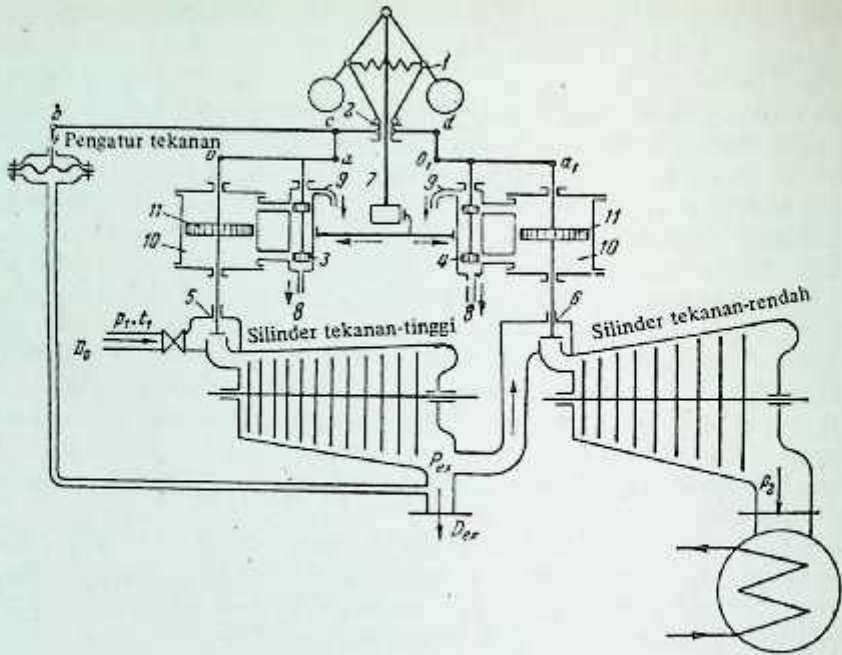
Dengan variasi beban putaran, turbin akan bervariasi, selongsong pengatur sentrifugal 7 dipindahkan ke atas atau ke bawah dan, bersama-sama dengan ini, piston katup pandu 8 juga akan berpindah. Tergantung pada aliran minyak bertekanan baik ke ruang atas atau bawah servomotor K atau K_1 , katup pengatur 5 membuka atau menutup yang akan menambah atau mengurangi jumlah aliran uap D_0 yang melalui turbin.

Tekanan ekstraksi p_{eks} yang merupakan fungsi uap yang dicerat D_{eks} , akan mengatur aliran uap ke silinder tekanan-rendah. Dengan naiknya D_{eks} , p_{eks} akan turun, tuas R akan tertarik ke atas yang akan memindahkan piston katup pandu 9 relatif terhadap titik putar θ pada spindel piston servomotor. Minyak bertekanan masuk ke ruang L_1 servomotor 4 dan katup pengatur 6 mulai menutup. Penutupan katup pengatur akan berlangsung terus hingga piston katup pandu kembali ke kedudukan tengahnya yang akan menutup lubang minyak.

Keburukan pengaturan jenis ini adalah periode operasi yang berkepanjangan. Misalnya, variasi beban turbin pertama sekali hanya menyebabkan pengaturan uap segar yang mengalir ke silinder tekanan-tinggi. Ini selanjutnya akan menyebabkan bervariasinya tekanan ekstraksi p_{eks} , dan hanya setelah terjadinya variasi ini pengatur tekanan-lawan baru mulai berfungsi, yang akan mengendalikan aliran uap melalui silinder tekanan-rendah. Pengaturan jenis ini sekarang sudah jarang dipakai untuk turbin-turbin ekstraksi.



Gambar 11-8. Sistem pengaturan tersendiri untuk turbin kondensasi dengan ekstraksi.



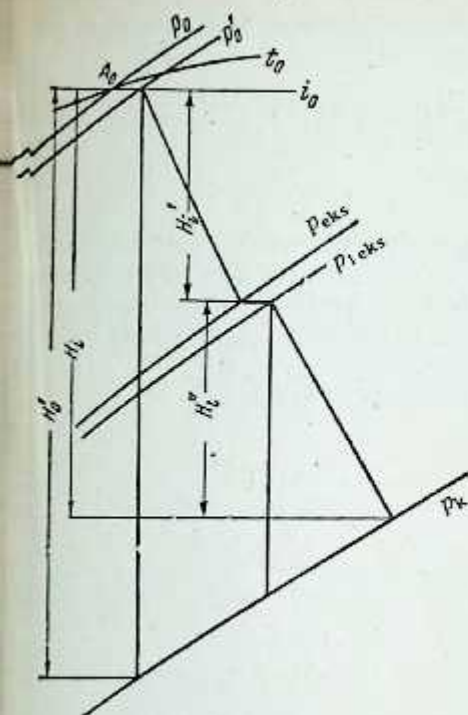
Gambar 11-9. Sistem pengaturan gabungan untuk turbin kondensasi dengan ekstraksi.

Sistem pengaturan yang lebih maju untuk turbin-turbin ekstraksi adalah sistem pengaturan gabungan. Gambar 11-9 menunjukkan prinsip operasi sistem yang demikian. Pada sistem ini perpindahan selongsong pengatur sentrifugal 2 akan menyebabkan beroperasinya katup pengatur silinder tekanan tinggi dan tekanan-rendah secara serentak. Sama halnya, terjadinya variasi tekanan-lawan juga akan menyebabkan kedua katup pengatur beroperasi secara serentak. Misalnya, penurunan beban turbin akan menyebabkan selongsong pengatur 2 bergerak ke atas. Tuas kaku bcd yang dihubungkan dengan selongsong dipindahkan ke atas yang akan berputar terhadap titik b sebagai titik putar dan pada katup pandu proses 3 dan 4 berpindah ke atas. Katup pengatur 5 dan 6 mulai menutup yang akan mengurangi jumlah aliran uap baik melalui silinder tekanan-tinggi maupun tekanan-rendah. Kedua katup pengatur akan tetap menutup selama piston katup pandu belum kembali ke kedudukan tengah awalnya. Untuk sebarang kondisi operasi yang dibutuhkan, lengan tuas dapat diatur sedemikian untuk dapat memastikan diperolehnya tekanan ekstraksi yang konstan maupun jumlah uap ekstraksi yang konstan. Sistem pengatur jenis ini didesain sebagai sistem pengatur yang tersendiri.

Bila tekanan uap ekstraksi bervariasi, selongsong 2 akan tetap pada kedudukannya dan tuas bcd akan berputar dengan selongsong sebagai titik putarnya. Bila, misalnya, tekanan ekstraksi p_{eks} naik, tuas ac dan ujung terjauh tuas b akan digerakkan ke atas dan tuas O_1d didorong ke bawah. Katup pandu 3 bergerak ke atas dan katup pandu 4 bergerak ke bawah yang akan menyebabkan katup 5 menutup dan katup 6 membuka. Dalam hal pengaturan yang tersendiri (independent), variasi pada tekanan ekstraksi p_{eks} akan menyebabkan katup-pengatur 5 dan 6 beroperasi sedemikian sehingga dapat mempertahankan daya yang dihasilkan tetap konstan sementara ekstraksi dapat bervariasi untuk dapat memenuhi kebutuhan konsumen.

2. Kurva-kurva Konsumsi untuk Turbin dengan Lintas-Buang Tunggal

Kurva-kurva kondisi untuk turbin memungkinkan penentuan kebutuhan uap-segar untuk jumlah beban dan ekstraksi yang diketahui. Proses penurunan kalor untuk turbin dengan ekstraksi ditunjukkan pada Gambar 11-10. H_i dan H_i' adalah penurunan kalor yang dapat dimanfaatkan pada silinder tekanan-tinggi dan tekanan-rendah. $\Delta p = p_{eks} - p_{1eks}$ adalah kerugian tekanan pada pemipaan penghubung dan katup-pengatur silinder tekanan-rendah. Besarnya Δp tergantung pada distribusi uap pada silinder tekanan-rendah, D_k —jumlah uap yang mengalir ke kondenser, dan bisa bervariasi dalam jangka yang lebar dari 3-5 sampai 30%, bahkan lebih, dari tekanan ekstraksi p_{eks} .

Gambar 11-10. Diagram *i-s* untuk turbin lintas-buang

Persamaan untuk daya yang dihasilkan oleh turbin ekstraksi dapat dituliskan seperti berikut ini

$$N'_t = \frac{D_c H_i + D_{eks} H'_i}{860} \eta_m \eta_g \quad (11-1)$$

di mana D_k — uap yang mengalir ke kondenser;

D_{eks} — jumlah uap yang dikeluarkan dari lintas-buang;

$H_{ii} = H_i + H'_i$ — penurunan kalor yang dimanfaatkan untuk uap yang mengalir ke kondenser melalui silinder tekanan-tinggi dan tekanan-rendah.

Persamaan (11-1) memungkinkan kita untuk menghitung daya yang dihasilkan oleh turbin untuk sebarang massa alir uap D_k dan D_{eks} . Dengan memvariasikan D_k dan D_{eks} secara bergantian dalam persamaan ini, kita akan dapat memperoleh suatu kurva untuk N_e sebagai fungsi D_k dengan $D_{eks} = \text{konstan}$, atau D_{eks} dengan D_k yang tetap konstan dan dengan demikian akan memperoleh diagram kurva-kurva kondisi untuk turbin tersebut.

Sebagai suatu pendekatan, kurva kondisi dapat digambar dengan ketelitian yang cukup, dengan mengandaikan N_e bervariasi secara linear terhadap variasi D_k dan D_{eks} .

a) Garis-Konsumsi untuk Operasi Kondensasi ($D_{eks} = 0$).

Dalam hal ini Persamaan (11-1) menjadi

$$N_e = \frac{D_k H_i}{860} \eta_m \eta_g \quad (11-1a)$$

Jumlah uap maksimum yang mengalir ke kondenser $D_{k \text{ maks}}$ pada beban nominal N_e^{nom} adalah besaran yang diketahui dari perhitungan-perhitungan teoretis. Dengan melukis N_e^{norm} pada sumbu x dan $D_{k \text{ maks}}$ pada sumbu y kita peroleh titik k (Gambar 11-11).

Jumlah uap maksimum yang mengalir ke dalam turbin juga diketahui. Turbin menghasilkan daya nominal pada $D_0 \text{ maks}$ kg uap yang mengalir melalui turbin tersebut (titik a), dan pada beberapa bagian dari beban maksimumnya turbin akan mengalirkan jumlah uap ekstraksi maksimum $D_{eks \text{ maks}}$ (titik r_0). Garis nr memberikan aliran uap maksimum melalui turbin. Pada diagram titik a menentukan hubungan antara N_e^{nom} , $D_0 \text{ maks}$ dan $D_{eks \text{ maks}}$ mel. = D_{eks}^{II} .

Kerugian-kerugian energi yang terjadi di dalam turbin sewaktu beroperasi dengan beban yang dapat ditentukan secara pendekatan dengan persamaan

$$\Delta N_n = N_l - N_e^{\text{nom}} = \left(\frac{1}{\eta_m \eta_g} - 1 \right) N_e^{\text{nom}}, \quad (11-2)$$

di mana η_m , η_g — efisiensi mekanis turbin dan efisiensi alternator.

Dengan menggambarkan ΔN_n pada sumbu x kita akan memperoleh titik O_1 yang memberikan kondisi turbin pada saat penstartan. Bila diandaikan bahwa variasi daya yang dihasilkan adalah fungsi linier aliran uap, maka garis O_1k akan memenuhi kondisi ini. Akan tetapi, kurva aktual variasi daya yang dihasilkan terhadap aliran uap adalah suatu kurva yang rumit. N_e sebagai fungsi D_k pada dasarnya ditentukan oleh distribusi uap dan variasi η_{0i} sebagai fungsi D_k .

Perpotongan D_{xx} kira-kira memberikan aliran uap pada kondisi tanpa beban.

b) Garis Tekanan Lintas-Buang ($D_k = 0$)

Jika D_k diandaikan konstan, Persamaan (11-1) menjadi

$$N_e = \frac{D_{\text{eks}} H_i'}{860} \eta_m \eta_g. \quad (11-1b)$$

Jika $D_{\text{eks}} = D_{0 \text{ maks}}$ daya yang dihasilkan adalah

$$N_e' = \frac{D_{0 \text{ maks}} H_i'}{860} \eta_m \eta_g,$$

di mana H_i' diperoleh dari perhitungan-perhitungan teoretis dan η_m dan η_g dari data percobaan. Kita akan melukiskan nilai N_e yang diperoleh pada diagram untuk mendapatkan titik r . Garis lurus yang menghubungkan titik O_1 dan r kira-kira memberikan hubungan antara aliran uap dan daya yang dihasilkan jika semua uap yang memasuki silinder tekanan-tinggi dikeluarkan dari lubang lintas-buang.

Perpotongan D'_{xx} memberikan aliran uap untuk operasi tanpa beban dengan tekanan-lawan pada pipa lintas-buang. Garis O_1r menarik hanya dari segi teoretis saja, karena kondisi operasi yang demikian tidak dapat diizinkan; pada sebarang hal, sejumlah minimum uap harus diperbolehkan mengalir ke silinder tekanan-rendah untuk dapat membuang kalor yang terjadi di dalam tingkat tekanan-rendah akibat kerugian pengadukan dan gesekan. Jumlah minimum uap yang diperbolehkan mengalir ke silinder tekanan-rendah tidak boleh kurang dari 10 sampai 20% dari $D_{k \text{ maks}}$ dan dalam hal tertentu tidak boleh kurang dari 5 sampai 10% dari $D_{k \text{ maks}}$.

c) Kurva Konsumsi untuk $D_{k \text{ min}} = \text{konstan}$

Kita akan mengandaikan nilai $0,2 D_{k \text{ maks}}$ untuk $D_{k \text{ min}}$ untuk melukis kurva-kurva kondisi pada Gambar 11-11. Dengan kondisi ini, sekarang D_{eks} akan bervariasi di antara batas-batas nol dan $D_{0 \text{ maks}}$ $D_{k \text{ min}}$.

Persamaan (11-1) untuk kondisi ini akan menjadi

$$N_e = \frac{D_{k \text{ min}} H_i + D_{\text{eks}} H_i'}{860} \eta_m \eta_g. \quad (11-1c)$$

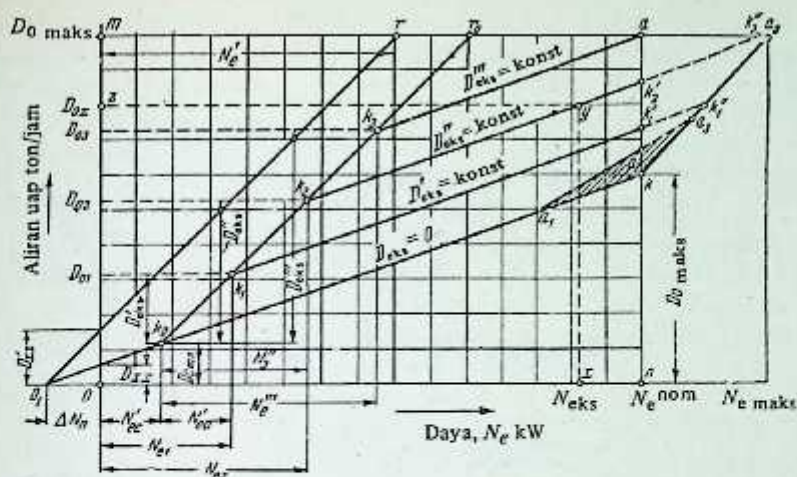
Bila sekarang dalam persamaan ini D_{eks} diandaikan sama dengan nol, maka nilai N_e hanya tergantung pada $D_{k \text{ min}}$. dengan kata lain, N_e sekarang ini akan terletak pada garis O_1k Titik k_0 pada garis O_1 diperoleh dari kondisi:

$$D_{k \text{ min}} = 0,2 D_{k \text{ maks}} \text{ dan } D_{\text{eks}} = 0$$

Karena variasi N_e terhadap D_{eks} ditentukan dengan kemiringan garis O_1r terhadap sumbu mendatar, garis k_0r_0 yang sejajar dengan O_1r , diperoleh dari Persamaan (11-1c) bila $D_{k \text{ min}} = \text{konstan}$.

d) Garis Lintas-buang Konstan ($D_{\text{eks}} = \text{konstan}$)

Untuk melukiskan garis ini, nilai-nilai diperoleh dengan jalan mempertahankan nilai $D_{\text{eks}} = \text{konstan}$ pada Persamaan (11-1) dan dengan memvariasikan jumlah aliran uap D_k . Jika aliran uap adalah D_k maka



Gambar 11-11. Kurva-kurva konsumsi uap untuk turbin kondensasi dengan lintas-buang.

Daya N_e yang dihasilkan hanya tergantung pada D_{eks} . Jadi untuk sebarang nilai D_{eks} , dan D_{kmin} sama dengan $0,2 D_{kmax}$, N_e terletak pada garis k_0r_0 , misalnya, titik k_1 diberikan oleh persamaan

$$N_{e1} = \frac{D_{kmin} H_i + D_{eks} H'_i}{860} \eta_m \eta_g = N'_{ek} + N'_{es}$$

Jika jumlah uap yang mengalir melalui turbin adalah $D_{01} = D_{kmin} + D'_{eks}$.

Titik k_2 diberikan oleh kondisi

$$N_{e2} = \frac{D_{kmin} H_i + D''_{eks} H'_i}{860} \eta_m \eta_g = N'_{ek} + N''_{e};$$

$$D_{02} = D_{kmin} + D_{eks}$$

dan titik k_3 oleh

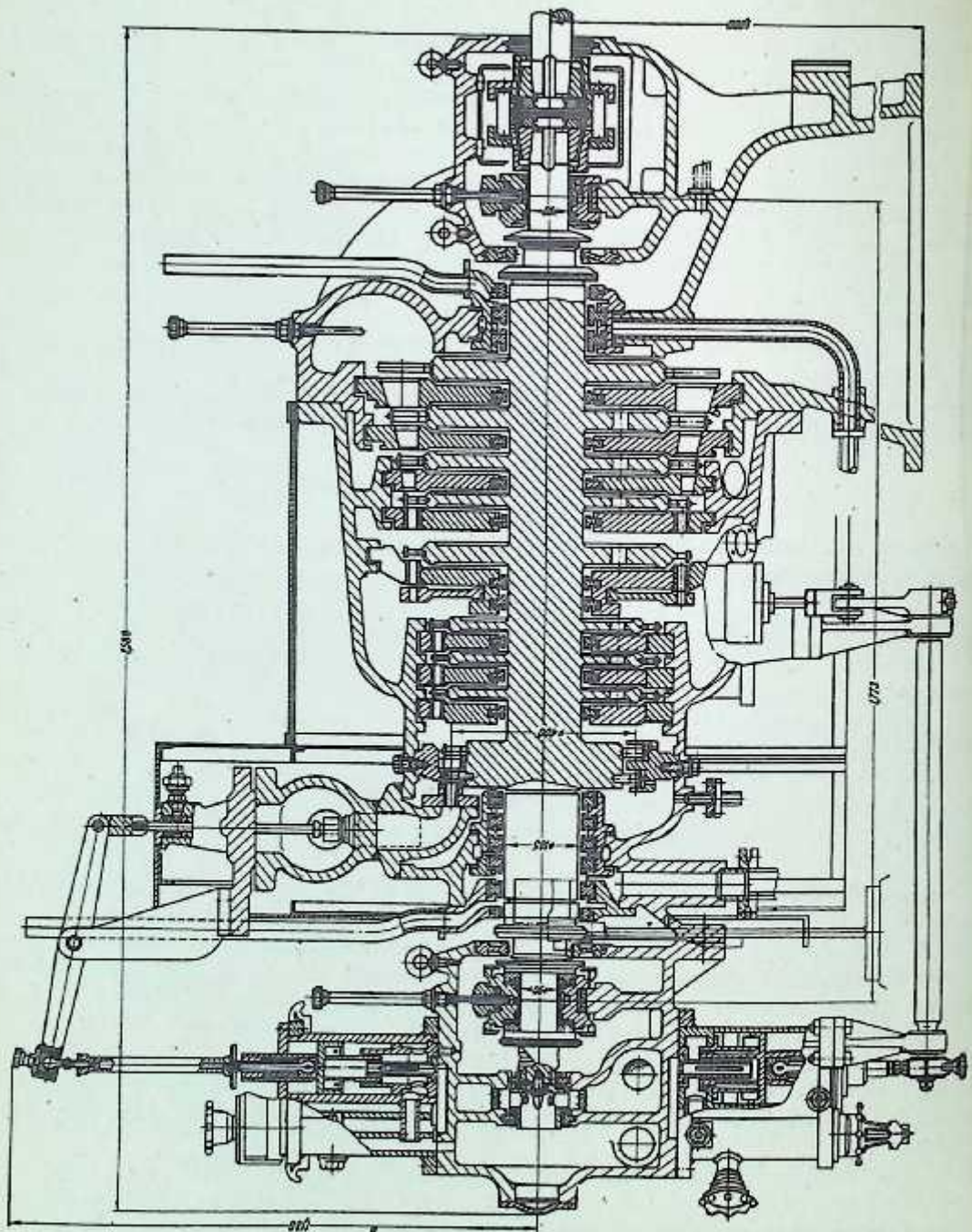
$$\begin{aligned} N_{e3} &= \frac{D_{kmin} H_i + D'''_{eks} H'_i}{860} \eta_m \eta_g = \\ &= N'_{ek} + N'''_{e}; \quad D_{03} = D_{kmin} + D'''_{eks}. \end{aligned}$$

Bila pada Persamaan (11-1) D_{eks} diandaikan konstan, maka N_e hanya bervariasi sebagai fungsi D_k . Karena variasi N_e terhadap D_k diberikan oleh kemiringan garis O_1k terhadap sumbu mendatar On , garis-garis k_1, k'_1, k_2, k'_2 dan k_3, a , yang sejajar dengan k_0k , memberikan variasi daya yang dihasilkan terhadap konsumsi uap D_0 dengan ekstraksi uap yang konstan dari lubang lintas-buang. Misalnya, diinginkan untuk menentukan jumlah uap yang mengalir melalui turbin jika daya yang dihasilkan pada terminal alternator adalah sama dengan N_{eks} pada ekstraksi sejumlah D'_{eks} . Daya N_{eks} yang dihasilkan diukurkan sepanjang sumbu x (titik x) dan garis tegak lurus ditarik dari titik x hingga memotong garis ekstraksi konstan D'_{eks} pada titik y . Dari titik y ini ditarik garis yang sejajar dengan sumbu x hingga memotong ordinat On pada titik z . Panjang garis Oz menunjukkan jumlah uap yang mengalir melalui turbin yakni sebanyak D_0 .

11.5. CONTOH-CONTOH KONSTRUKSI: TURBIN LINTAS-BUANG

a) Turbin P-1, 5-35/5 (AP-1,5) buatan Kh.T.W.

Turbin ini adalah turbin impuls silinder-tunggal dengan ekstraksi yang terkendali. Kapasitas turbin adalah 1.500 kW pada putaran 8.000 rpm (Gambar 11-12). Turbin menggerakkan alternator pada kecepatan 3.000 rpm melalui roda gigi reduksi. Tekanan dan temperatur awal uap pada katup stop adalah 35 ata dan 435°C. Turbin mempunyai lubang lintas-buang yang dapat diatur untuk keperluan industri kira-kira sebanyak 12 ton/jam pada tekanan 5 ata dan dua ekstraksi untuk pemanasan air pengisian ketel sampai



Gambar 14.12 Turbin P. 1.3. 1/1/5 (A.P. 1) di (M. 1000) Turbin Uap

pada temperatur 150°C . Variasi tekanan yang diperbolehkan untuk uap suplai adalah dari 32 sampai 37 ata dengan variasi temperatur dalam batas-batas 420 sampai 445°C . Turbin masih terus menghasilkan kapasitas nominalnya walaupun temperatur air pendingin mencapai 33°C , bila tekanan dan temperatur awal uap tidak kurang dari 35 atm pengukuran dan 435°C . Turbin dapat dioperasikan secara kontinu pada kapasitas nominalnya untuk periode yang lama dengan pelintas-buangan uap konstan sebanyak 12 ton/jam, pada tekanan awal 29 ata dan temperatur 400°C . Tekanan lintas-buang dapat divariasikan antara 4 sampai 6 ata.

Suplai uap ke sudu-sudu turbin adalah melalui sistem nosel, jumlah uap diatur oleh enam katup pengatur yang diberikan pada ujung depan turbin yang dipasang pada stator turbin. Suplai uap ke silinder tekanan-rendah dikendalikan oleh diafragma putar. Rotor terdiri dari satu tingkat-pengatur dua-baris dan delapan tingkat-tekanan. Paking gland poros pada ujung-ujungnya adalah jenis labirin. Lembaran-lembaran perapat dipakalkan ke dalam tabung (liner). Bantalan ujung depan adalah gabungan bantalan luncur dan dorong dengan bantal (pad) bantalan swa-penyebaris (self-aligning). Rotor adalah baja tempa paduan dan disambung dengan rotor alternator oleh kopling fleksibel. Bagian stator turbin ujung tekanan-tinggi dibuat dari baja dengan ruang-sorong uap yang dilaskan padanya. Bagian turbin ujung sisi-buang terbuat dari besi cor. Pompa minyak utama adalah jenis sentrifugal. Pompa ini langsung dihubungkan dengan poros turbin dan pompa ini mempunyai bantalan luncur tersendiri. Juga dilengkapi dengan pompa minyak bantu dan pompa minyak cadangan yang digerakkan oleh motor yang secara otomatis akan beroperasi bila tekanan minyak pelumas turun di bawah 0,2 atm pengukuran. Titik tetap untuk turbin ditempatkan pada sumbu turbin.

b) Turbin P-6-35/5 (AP-6) buatan Lenin Nevsky Works

Turbin ini adalah juga turbin impuls silinder-tunggal dengan lintas-buang uap yang teratur. Turbin mempunyai kapasitas 6.000 kW pada kecepatan poros 3.000 rpm dan memutar alternator (Gambar 11-13). Uap disuplai ke turbin pada tekanan 35 ata dan temperatur 435°C . Variasi yang diperbolehkan pada tekanan awal dan temperatur awal uap masing-masing adalah dari 35 sampai 37 ata dan 420 sampai 445°C . Lintas-buang dari turbin adalah pada tekanan 5 ata, jumlah uap yang diekstraksi untuk keperluan industri adalah 40 ton/jam. Turbin juga mempunyai dua ekstraksi sederhana untuk pemanasan air pendingin ketel. Distribusi uap ke sudu-sudu adalah melalui sistem nosel, baik untuk silinder tekanan-tinggi maupun silinder tekanan-rendah sesudah lintas-buang. Dua belas katup pengatur, enam pada silinder tekanan-tinggi dan enam pada silinder tekanan-rendah, mengendalikan suplai uap ke masing-masing silindernya. Pemakaian katup pengatur yang demikian banyak membantu dalam mengurangi kerugian pengecilkan baik pada silinder tekanan-tinggi maupun pada silinder tekanan-rendah pada waktu terjadinya variasi yang besar pada jumlah aliran uap.

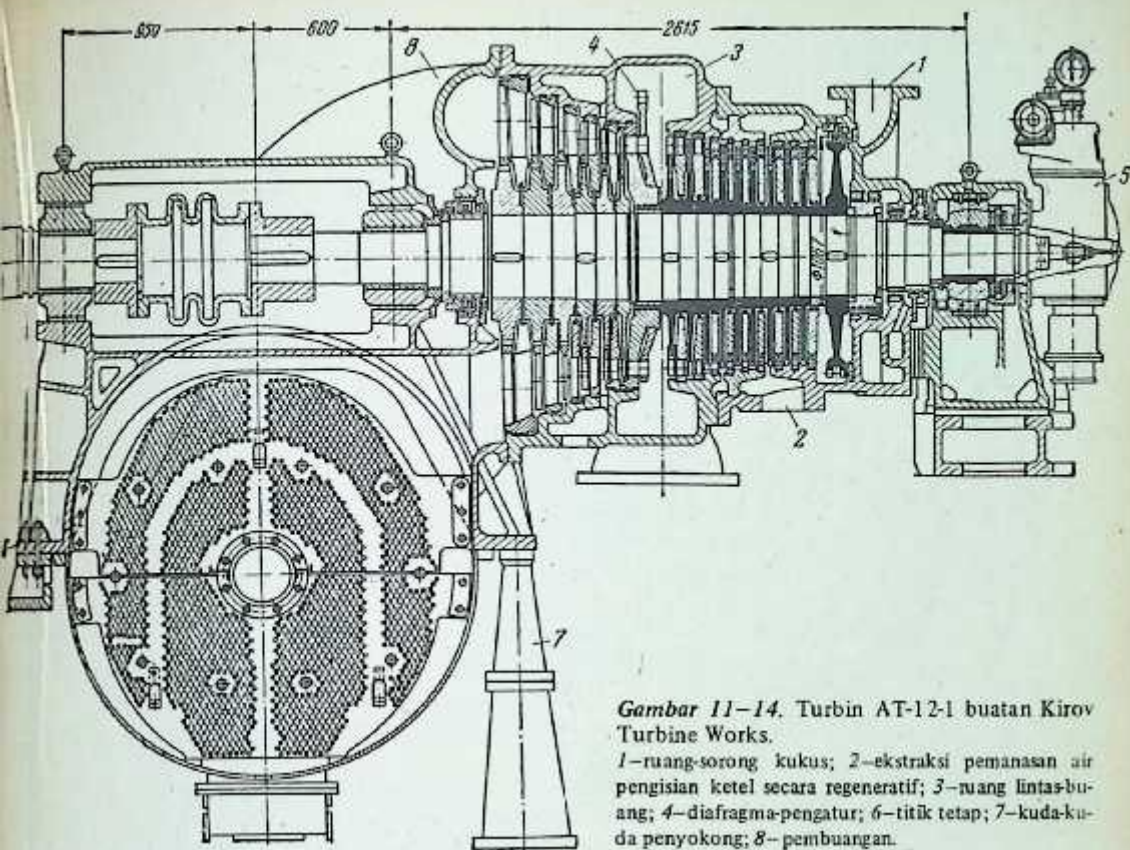
Rotor silinder tekanan-tinggi mempunyai satu tingkat-pengatur dua baris yang diikuti oleh lima tingkat-tekanan, dan rotor silinder tekanan-rendah mempunyai satu tingkat-pengatur dua-baris dan tujuh tingkat-tekanan. Perapat-perapat labirin pada ujung-ujung poros adalah jenis konis yang dipasang pada selongsong. Ujung depan poros ditumpu oleh gabungan bantalan luncur dan dorong. Poros turbin dan alternator disambung oleh kopling fleksibel. Turbin dilengkapi dengan relai perpindahan aksial yang secara otomatis menutup katup stop dan katup pengatur bila terjadi perpindahan aksial yang berlebihan. Titik tetap turbin hampir melalui sumbu kondenser (Gambar 11-13). Pompa minyak utama adalah jenis roda gigi dan digerakkan oleh poros turbin melalui roda gigi cacing. Turbin juga dilengkapi dengan pompa minyak bantu untuk keperluan penstartan dan penyetapan serta pompa cadangan untuk keadaan darurat. Pompa cadangan digerakkan oleh motor listrik dan secara otomatis beroperasi bila tekanan minyak pelumas turun di bawah 0,3 atm pengukuran.

c) Turbin AT-12-1¹ buatan Kirov Works

Turbin ini adalah turbin jenis "semi bawah-tanah" silinder-tunggal dengan kapasitas 12.000 kW pada 33.000 rpm; turbin dimaksudkan untuk mensuplai daya gerak ke alternator (Gambar 11-14).

Suplai uap adalah pada tekanan 29 ata dan temperatur 400°C , $p_{\text{eks}} = 1,2$ sampai 2,5 ata dan $p_2 = 0,05$ ata. Silinder tekanan-rendah didesain untuk aliran uap sebanyak 30,5 ton/jam dan tanpa adanya

¹ Bukan turbin standar.



Gambar 11-14. Turbin AT-12-1 buatan Kirov Turbine Works.

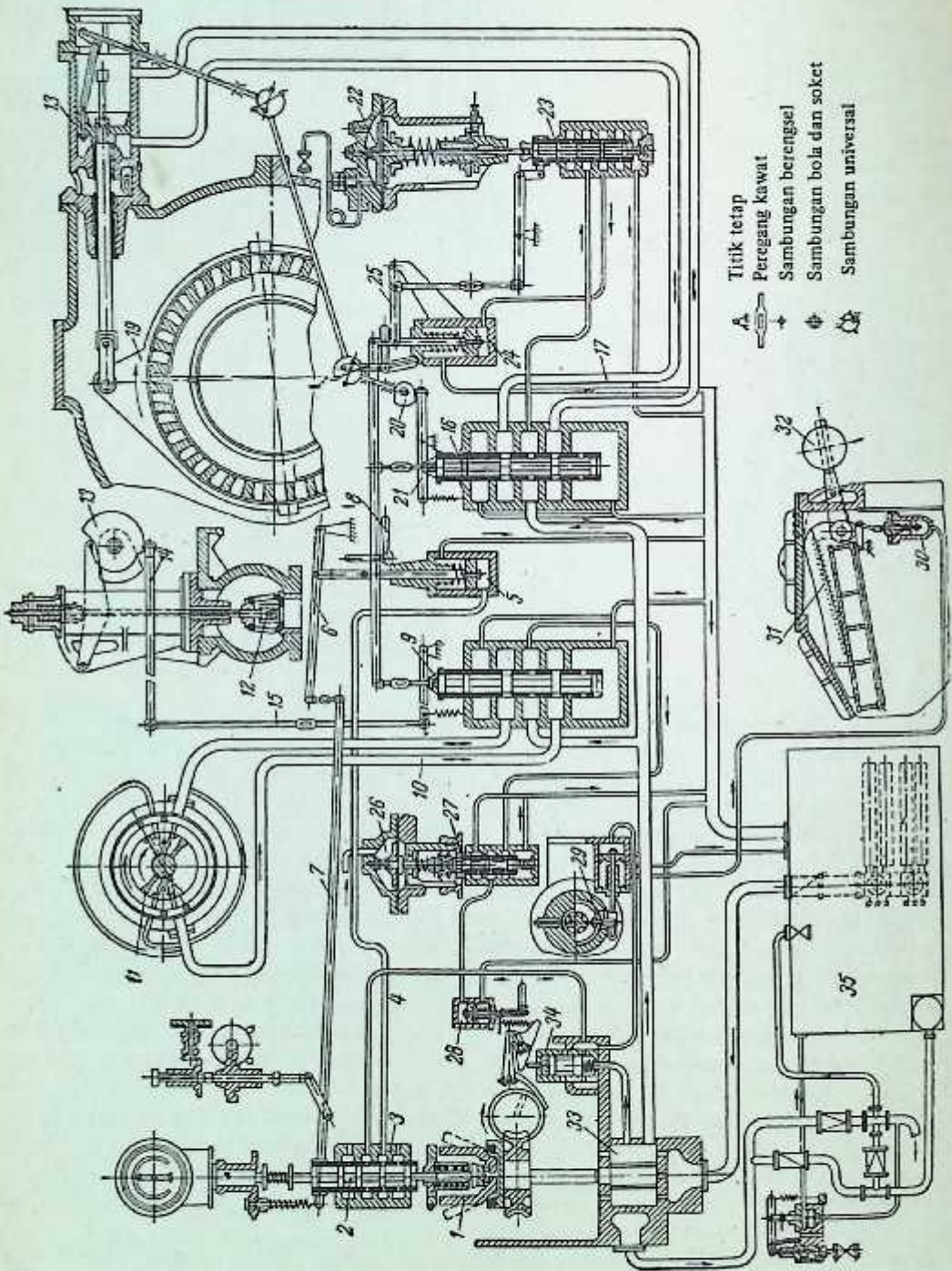
1—ruang-sorong kukus; 2—ekstraksi pemanasan air pengisian ketel secara regeneratif; 3—ruang lintas-buang; 4—diafragma-pengatur; 6—titik tetap; 7—kuda-kuda penyokong; 8—pembuangan.

lintas-buang tidak menghasilkan lebih dari 60% dari kapasitas turbin. Silinder tekanan-tinggi terdiri dari satu roda kecepatan dua-baris dan sembilan tingkat-tekanan; silinder tekanan-rendah mempunyai enam tingkat-tekanan. Uap lintas-buang adalah dari ruang 3 sesudah tingkat kesepuluh, jumlah uap yang diekstraksi adalah 60 ton/jam. Di samping uap lintas-buang ini, turbin juga mempunyai dua pencekatan sederhana untuk pemanasan air pengisian ketel. Ceratan pertama adalah dari ruang 2 sesudah tingkat keempat yang dialirkan ke pemanas air pengisian ketel tekanan-tinggi. Ceratan yang kedua adalah dari ruang uap sesudah tingkat kedua belas yang mensuplai uap pemanas untuk pemanas tekanan-rendah.

Distribusi uap adalah jenis campuran: silinder tekanan-tinggi dilengkapi dengan sistem pengaturan pengendalian nosel, sementara silinder tekanan-rendah adalah pengaturan dengan pencekikan. Uap ke nosel silinder tekanan-tinggi disuplai melalui tiga katup pengatur yang dipasang pada ujung depan turbin, dan ke silinder tekanan-rendah melalui diafragma putar 4. Cakram sudu disambung-kerutkan pada poros. Perapat gland ujung depan adalah jenis konis. Ujung tekanan-rendah diberi perapat air (water seal). Bantalan ujung depan adalah gabungan bantalan luncur dan dorong dengan dasar yang berbentuk bola. Bantalan ujung belakang dikukuhkan pada kedudukannya. Kolom bantalan luncur ujung belakang dicor dalam satu kesatuan dengan pemipaan buang. Bantalan alternator juga membentuk bagian yang padu dengan coran ini. Rotor turbin dan alternator keduanya disambung oleh kopling semi-fleksibel. Poros turbin adalah jenis yang kaku. Titik tetap untuk pasangan ini terletak di bawah bantalan alternator. Bobot kotor turbin ini bersama dengan kondensernya adalah 59 ton. Prestasi turbin pada beban-beban 9.600 dan 122.000 kW diberikan pada Tabel 11-1.

Gambar 11-15 menunjukkan ciri utama sistem pengatur tersebut. Katup pengatur tekanan-tinggi dioperasikan oleh servomotor putar 11. Diafragma pencekik 19 yang mengendalikan aliran uap ke silinder tekanan-rendah dioperasikan oleh servomotor jenis piston 18. Di samping kedua pengatur utama 11 dan 18 masih ada lagi dua servomotor bantu 5 dan 24. Kedua servomotor yang terakhir ini mengoperasikan kedua katup pandu 9 dan 16 yang masing-masing berada pada rangkaian silinder tekanan-tinggi dan tekanan rendah.

Denyutan (impuls) untuk pengaturan diberikan oleh pengatur sentrifugal 1 dan pengatur tekanan 22. Dari pompa roda gigi 33, minyak disuplai ke katup-pandu utama 9 dan 16. Dari katup-pandu 9, minyak



Gambar 11-15. Sistem pengatur untuk turbin A.T.12-1 buatan Kirov Turbine Works.

Tabel 11-1

Daya yang dihasilkan pada terminal alternator	9.600		12.000	
Lintas-buang terkendali, ton/jam	—	30	—	60
Aliran uap melalui turbin, ton/jam	48,3	57,6	60,5	82,5
Uap yang mengalir ke kondenser, ton/jam	39,5	20,3	48,6	13,0
Temperatur air pendingin pada sisi masuk ke kondenser, °C	20	15	20	15
Evakuasi di dalam kondenser, %	93,7	96,4	92,1	96,7
Efisiensi-dalam silinder tekanan tinggi η_{oi} , %	77	82	81	82
Efisiensi-dalam silinder tekanan-rendah η_{oi} , %	75,9	75,9	75,7	77,5
Efisiensi-mekanis turbin, %	97,3	97,3	97,3	97,3
Efisiensi alternator, %	95	95	95,7	95,7
Konsumsi uap spesifik, kg/kWj	5,03	6,0	5,04	6,87
Temperatur akhir sesudah pemanasan air pengisian ketel, °C	144	150	153	160

berpindah ke katup-pandu relai vakum 27 dan mekanisme pemutus-hubung (trip mechanism) 28. Ruang minyak katup-pandu 16 dihubungkan dengan katup-pandu pengatur-tekanan 23. Katup-pandu pengatur sentrifugal 2 menerima minyak dari mekanisme pemutus-hubung 34.

Perpindahan katup pandu 2 akan menyebabkan perpindahan servomotor 5 dan piston katup pandu 16, yang menyebabkan pembukaan atau penutupan katup pengatur dan distributor diafragma secara serentak. Katup pandu 9 dan 16 dikembalikan ke kedudukan awalnya melalui susunan tuas yang menghubungkan keduanya dengan servomotor utama. Bila tekanan uap pada lintas-buang bervariasi, piston katup-pandu 23 akan berpindah yang menyebabkan servomotor bantu 24 dan katup-pandu utama 9 dan 16 berpindah. Piston-piston katup pandu 9 dan 16 dipindahkan ke arah yang berlawanan. Katup pandu 23 dikembalikan ke kedudukan asalnya oleh tuas 25. Kita misalkan bahwa tekanan di dalam ruang lintas-buang naik. Piston katup pandu 23 akan turun ke bawah. Minyak bertekanan disuplai ke ruang minyak bagian bawah servomotor-bantu 24 yang memindahkannya ke atas. Piston katup pandu 16 bergerak ke atas dan katup pandu 9 bergerak ke bawah yang mengisolir katup pandu 23. Katup-pengatur silinder tekanan-tinggi mulai menutup yang mengurangi aliran uap melalui silinder tekanan-tinggi. Di pihak lain diafragma-pengatur silinder tekanan-rendah mulai membuka yang memperbesar aliran melalui silinder tekanan-rendah ke kondenser.

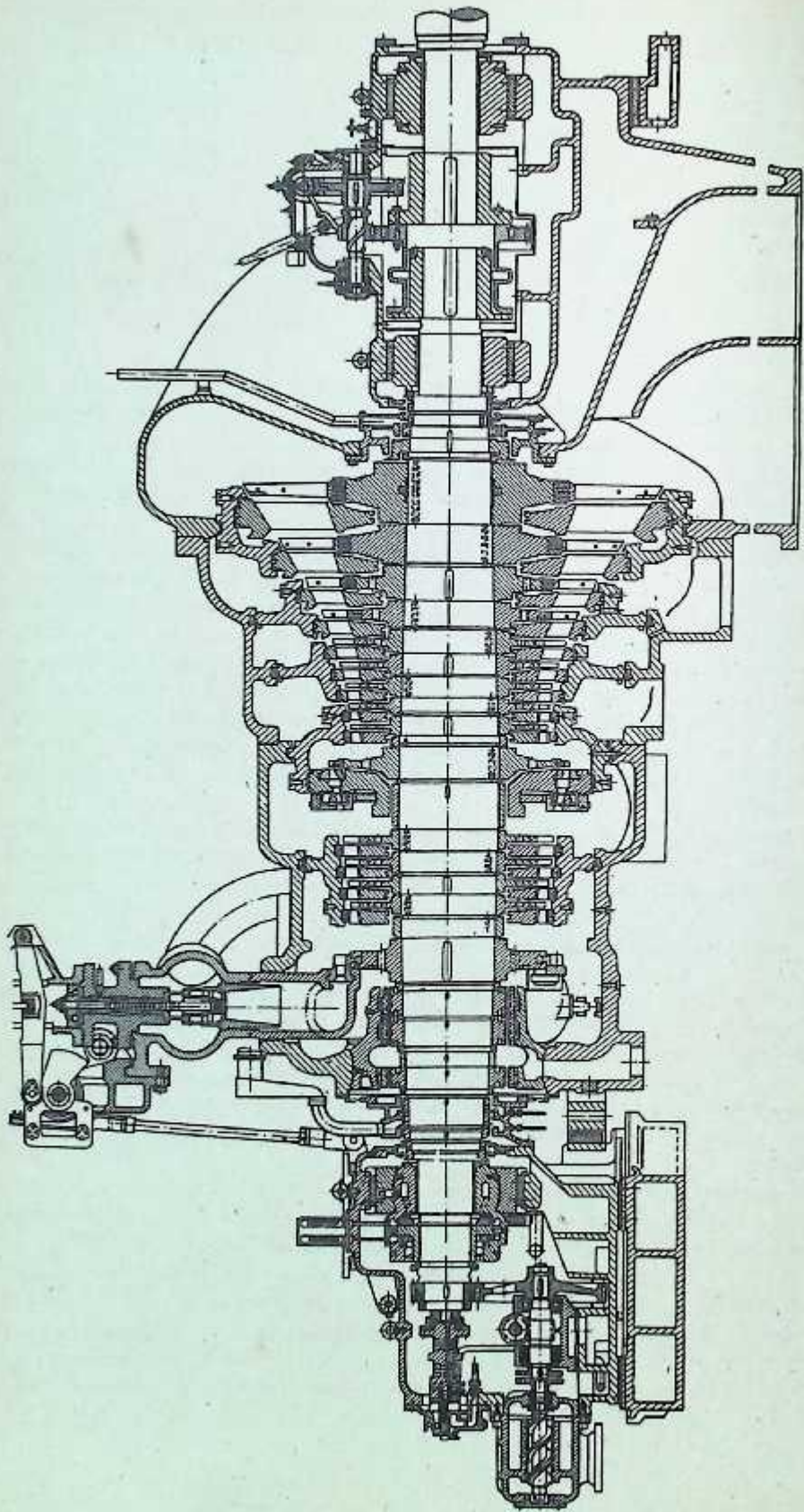
Bila turbin mencapai kecepatan maksimumnya yang diperbolehkan, katup pandu 34 menghubungkan minyak bertekanan dari mekanisme pemutus-hubung 29 dan 30 ke penguras yang menyebabkan katup stop utama dan katup satu arah pada saluran lintas-buang segera menutup.

d) Turbin 25.000 kW buatan Leningrad Metal Works Jenis AP-25-2¹

Tekanan awal uap $p_0 = 29$ ata, temperatur awal uap $t_0 = 400^\circ\text{C}$, $p_{eks} = 10$ ata. Turbin didesain beroperasi secara kontinu untuk periode yang lama dengan variasi tekanan dan tekanan yang diperbolehkan berikut ini: p_0 dari 27,5 sampai 31 ata dan t_0 dari 385 sampai 410°C . Penampang turbin ini ditunjukkan pada Gambar 11-16 (lihat Lampiran). Turbin adalah konstruksi silinder-tunggal dengan bagian turbin tekanan-tinggi yang terdiri dari satu roda kecepatan baris-tunggal yang diikuti oleh empat tingkat-tekanan. Bagian turbin yang bertekanan rendah mempunyai satu tingkat-pengatur baris-tunggal dan sembilan tingkat-tekanan.

Turbin ini mempunyai pengaturan pengendalian nosel, uap disuplai ke tingkat-pengatur tekanan-tinggi melalui empat katup pengatur. Keempat kelompok nosel silinder tekanan-rendah disuplai dengan uap melalui diafragma pengatur. Rotor turbin adalah dari jenis fleksibel dengan kecepatan kritis 1.940 rpm. Perapat poros pada kedua ujung adalah jenis labirin dengan pengembangan jenis konis. Elemen labirin dipasang pada selongsong. Ujung depan disokong oleh gabungan bantalan luncur dan dorong. Bantalan luncur mempunyai dasar yang berbentuk bola untuk memungkinkan dilakukannya penyetelan. Turbin dilengkapi dengan alat pemutar rotor pada kecepatan poros 4 rpm. Uap dari lintas-buang yang terkendali dimanfaatkan untuk keperluan-keperluan pemanasan. Tekanan lintas-buang dapat divariasikan antara 8 sampai 13 ata.

¹ Bukan turbin standar



Gambar 11-16 Turbin AP-25-2 (L.M.W.).

Selanjutnya turbin ini dilengkapi dengan dua penerasan sederhana untuk pemanasan air pengisian ketel. Turbin ini dapat menghasilkan daya sebesar 30.000 kW dengan pengekstraksian uap dari saluran lintas-buang. Rincian prestasi turbin ini pada berbagai besar beban diberikan pada Tabel 11-2.

Tabel 11-2

Daya yang dihasilkan pada terminal alternator, kW	Jumlah uap lintas-buang pada 13 ata, ton/jam	Efisiensi alternator, %	Konsumsi uap spesifik, kg/kWj	Temperatur akhir air pengisian ketel pada sisi keluar dari pemanas terakhir, °C
25.000	150	98,2	10,72	178
25.000	100	98,2	8,88	178
20.000	100	98,1	10,08	178
15.000	100	98,1	11,82	178
25.000	0	98,2	5,46	178

Catatan: Angka-angka konsumsi uap spesifik tidak termasuk uap yang dipakai pada ejektor-ejektor.

- e) Turbin Uap Tekanan-Tinggi buatan L.M.W.: Kapasitas 25.000 kW pada 3.000 rpm, Jenis T-25. 90 (VT-25-4)

Suplai tekanan uap $p_0 = 90$ ata; temperatur $t_0 = 500^\circ\text{C}$; $p_{\text{eks}} = 1,2$ ata. Tekanan dan temperatur uap yang diperbolehkan pada sisi masuk turbin untuk operasi kontinu: tekanan dari 85 sampai 95 ata dan temperatur dari 495 sampai 505°C, p_{eks} dari 1,2 sampai 2,5 ata.

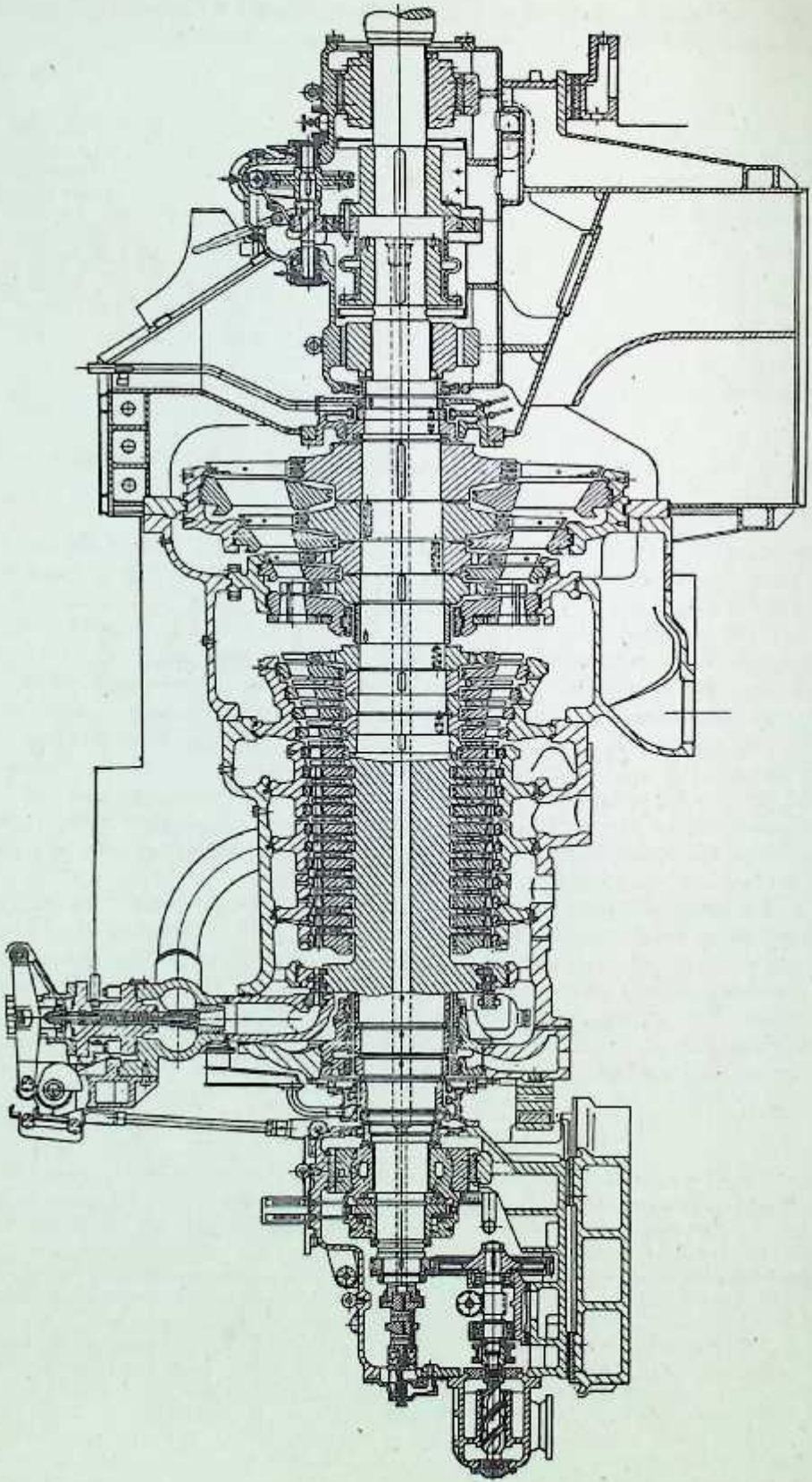
Gambar 11-17 menunjukkan penampang tegak turbin tersebut. Turbin terbuat dalam silinder-tunggal yang mencakup kedua puluh tingkat turbin. Bagian turbin tekanan-tinggi terdiri atas satu tingkat-pengatur dua-baris dan lima belas tingkat-tekanan. Bagian turbin tekanan-rendah terdiri dari satu tingkat-pengatur baris-tunggal yang diikuti oleh tiga tingkat-tekanan. Suplai uap adalah melalui sistem nosel. Tingkat-pengatur yang pertama disuplai dengan uap melalui empat katup pengatur. Kedua kelompok nosel bagian turbin yang bertekanan-rendah disuplai dengan uap melalui diafragma pengatur. Kesebelas cakram tingkat yang pertama dimesin dari tempaan tunggal. Rotornya adalah jenis rotor fleksibel dengan kepesatan kritis 1.850 rpm. Paking labirin adalah jenis konis. Ujung depan ditumpu oleh gubangan bantalan luncur dan dorong. Bantalan luncur mempunyai selongsong luar yang berbentuk bola untuk dapat menyatel dirinya sendiri padaudukannya. Turbin dilengkapi dengan alat pemutar poros. Rotor turbin dan alternator keduanya disambung oleh kopling semi-fleksibel bergerigi. Uap dari saluran lintas-buang dimanfaatkan untuk keperluan-keperluan pemanasan. Tekanan lintas-buang dapat divariasikan antara 1,2 sampai 2,5 ata. Di samping adanya lintas-buang yang teratur, selanjutnya turbin dilengkapi dengan empat ekstraksi sederhana untuk pemanasan air pengisian ketel secara regeneratif. Turbin dapat menghasilkan 30.000 kW, baik dengan atau tanpa dilakukannya pengeluaran uap dari lintas-buang. Aliran uap minimum melalui bagian turbin tekanan-rendah pada tekanan lintas-buang setinggi 1,2 ata adalah kira-kira 8 ton/jam. Karakteristik operasi unit ini diberikan pada Tabel 11-3.

Tabel 11-3

Daya yang dihasilkan pada terminal alternator, kW	Jumlah uap lintas-buang pada tekanan 1,2 ata, ton/jam	Efisiensi alternator, %	Konsumsi uap spesifik, kg/kWj	Temperatur air pengisian ketel akhir, °C
25.000	100	98,2	5,42	221
25.000	40	98,2	4,63	202
20.000	40	98,1	4,70	193
15.000	40	98,0	4,06	183
25.000	0*	98,2	4,12	197

*Regulator lintas-buang tidak dioperasikan.

Catatan: Angka-angka konsumsi uap spesifik tidak termasuk uap yang dipakai untuk ejektor-ejektor.

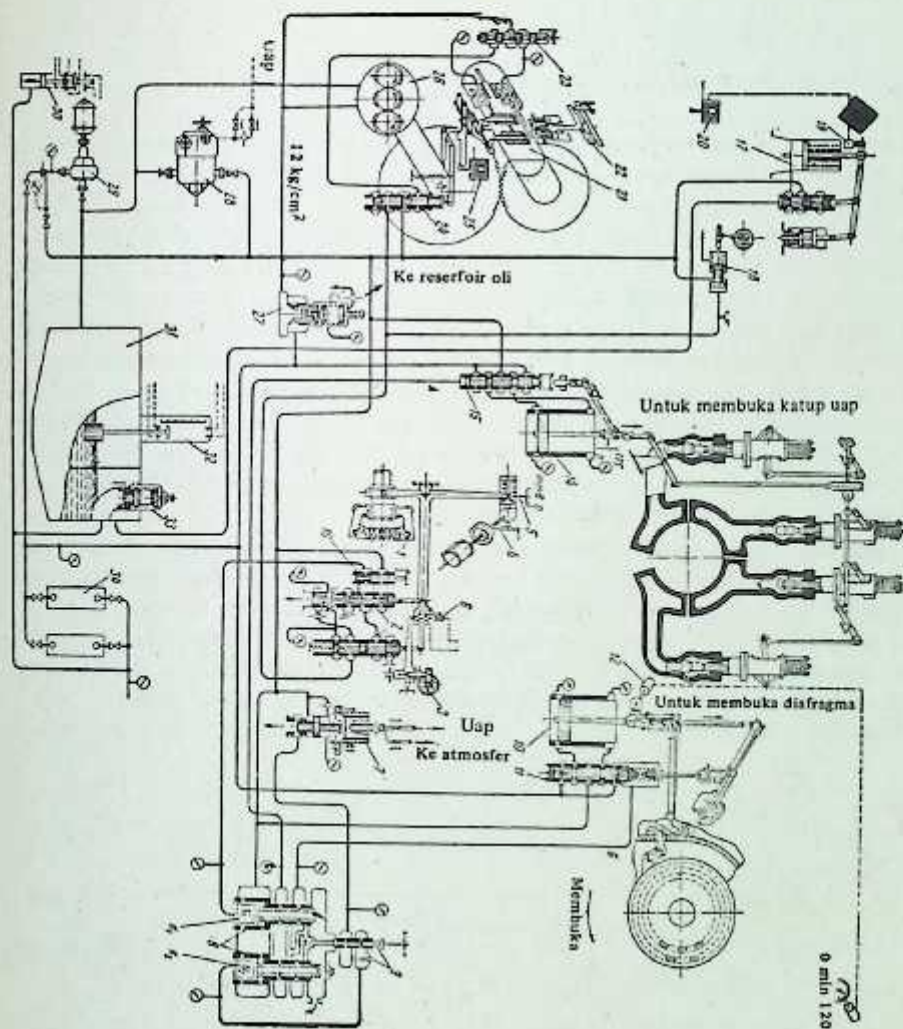


Gambar 11-17 Turbin T-25-90 (VT-25-4) (L.M.W.).

Sistem Pengaturan Turbin T-25-90 (VT-25-4) dan AP-25-2

Sistem pengaturan hidraulik turbin-turbin ini ditunjukkan pada Gambar 11-18.

Bila turbin beroperasi dengan ekstraksi dari saluran lintas-buang, variasi beban listrik pada turbin akan menyebabkan membukanya katup pengatur tekanan-tinggi maupun diafragma pengatur untuk bagian turbin tekanan-rendah, yang akan memperbesar aliran melalui turbin. Di lain pihak bila jumlah uap lintas-buang bervariasi, mekanisme pengaturan untuk bagian-bagian tekanan-tinggi dan tekanan-rendah akan bergerak dalam arah yang sebaliknya.



Gambar 11-18. Sistem pengaturan turbin T-25-90 (VT-25-4) dan AP-15-2.

1-pengatur kecepatan; 2-blok katup pandu pengatur kecepatan; 3-saklar pembatas daya; 4-pengubah kecepatan (percepat); 5-indikator perpindahan selongsong; 6-saklar listrik untuk indikator kendali-yोजना (jarak jauh) "turun"; 7-pengatur tekanan 1,2 hingga 2,5 ata; 8-blok katup-pandu pemadu; 9-saklar untuk pemindah dari pengatur cekik ke pengatur tekanan; 10-servomotor untuk pengatur diafragma dari 1,2 hingga 2,5 ata; 11-katup pandu untuk servomotor 10; 12 dan 13-indikator "selsyn" योजना untuk pengoperasian servomotor lintas-buang; 14-servomotor katup pengatur tekanan-tinggi; 15-katup pandu untuk servomotor 14; 16-katup pandu untuk pengujian pemutus-hubung kecepatan-lebih; 17-katup stop otomatis; 18-pemutus minyak untuk katup stop otomatis; 19-saklar pemutus akhir; 20-saklar pemutus; 21-pengatur kecepatan-lebih; 22-indikator perpindahan aksial; 23-katup pandu untuk pengujian pemutus-hubung kecepatan-lebih dengan simulasi; 24-katup pandu pemutus-hubung kecepatan-lebih; 25-saklar listrik untuk pemutus-hubung perpindahan aksial; 26-pompa minyak utama; 27-katup penurunan tekanan (reducing valve); 28-pompa minyak bantu; 29-pompa minyak yang digerakkan oleh motor; 30-katup untuk mengoperasikan pompa yang digerakkan oleh motor; 31-reservoir minyak; 32-indikator paras (level) minyak dengan kontak listrik untuk pemberian tanda योजना; 33-katup satu-arah; 34-pendingin minyak

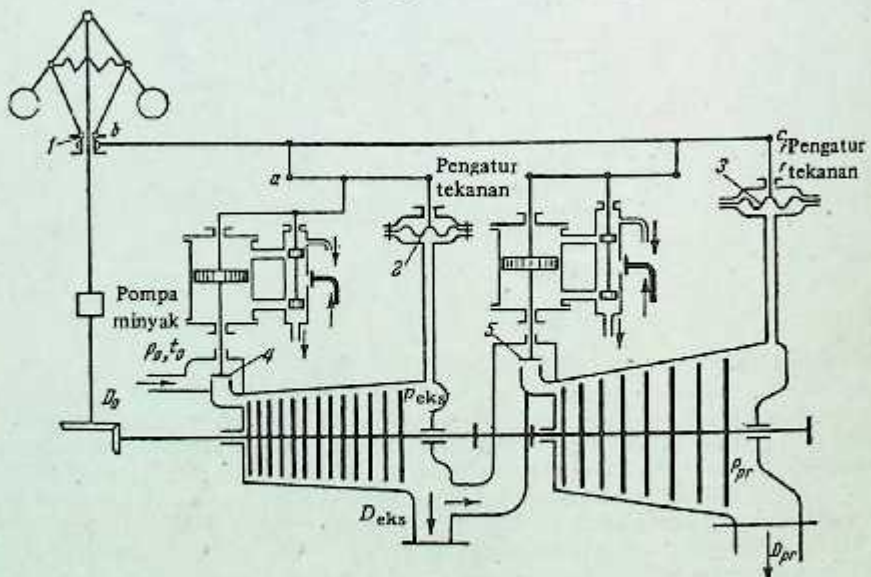
Pembukaan katup pengatur tekanan-tinggi dilakukan oleh servomotor 14 melalui katup pandu 15. Diafragma pengatur dikendalikan oleh servomotor 10 melalui katup pandu 11. Perpindahan katup pandu 15 dan 11 disebabkan oleh variasi tekanan minyak di dalam kedua saluran minyak utama A dan B. Variasi ini adalah juga sebagai hasil pengoperasian katup pandu pemadu (integrating pilot valve) N_1 dan N_2 . Katup-katup pandu N_1 dan N_2 berpindah disebabkan oleh perubahan tekanan minyak di dalam kedua ruang K_1 dan K_2 yang disebabkan oleh ruang-ruang ini, yang menguras minyak bertekanan ke pengatur melalui katup pandu pengatur kepesatan atau pengatur tekanan.

Konstruksi katup pandu pemadu untuk turbin VT-25-4 dan AP-25-2 adalah sama, yang berbeda hanya ukurannya.

11.6. TURBIN TEKANAN-LAWAN DENGAN LINTAS-BUANG, JENIS APR¹

Turbin-turbin tekanan-lawan dengan ekstraksi lintas-buang banyak dipakai di bidang industri. Baik uap buang maupun uap ekstraksi dari saluran lintas-buang dapat dimanfaatkan untuk keperluan-keperluan proses ataupun pemanasan, dan lain-lain. Jadi turbin-turbin ini dapat mensuplai daya listrik maupun uap proses pada berbagai tekanan dan temperatur. Kapasitas turbin-turbin yang demikian tergantung pada jumlah uap yang mengalir melalui turbin tersebut yang juga langsung tergantung pada kebutuhan konsumen. Jadi turbin ini dioperasikan secara paralel dengan turbin kondensasi sehingga beban listrik dapat dijaga oleh turbin kondensasi tersebut. Biasanya turbin ini dilengkapi dengan pengaturan pengendalian nosel. Susunan umum turbin tekanan-lawan dengan lintas-buang ditunjukkan pada Gambar 11-19. Pada kondisi operasi yang normal, pengatur kepesatan sentrifugal disetel pada kepesatan tertinggi sehingga pengatur tersebut tidak akan beroperasi akibat adanya perubahan beban listrik pada jala-jala listrik. Operasi turbin dengan demikian hanya tergantung pada kebutuhan uap proses konsumen, daya yang dihasilkan oleh pasangan turbin itu tetap konstan tanpa dipengaruhi oleh perubahan pada beban sistem sepanjang kebutuhan uap-proses tetap konstan.

Katup pengatur tingkat-tingkat tekanan-tinggi dikendalikan oleh pengatur tekanan-lawan yang memperbesar atau mengurangi jumlah aliran melalui silinder tekanan-tinggi. Bila tekanan-lawan naik, membran (membrane) pengatur tekanan-lawan dipindahkan ke atas relatif terhadap titik putar a . Katup pengatur 4 sebagian tertutup yang mengurangi aliran uap melalui silinder tekanan-tinggi dan saluran lintas-buang; bagaimanapun, jumlah aliran melalui silinder tekanan-rendah tetap tidak berubah. Pengatur tekanan-lawan 3 mengendalikan katup pengatur uap segar maupun katup pengatur uap lintas-buang 4 dan 5. Jika tekanan-lawan turun, membran pengatur 3 akan menyimpang ke bawah, tuas bc berputar



Gambar 11-19. Sistem pengaturan turbin tekanan-lawan dengan lintas-buang.

¹ Bukan turbin standar

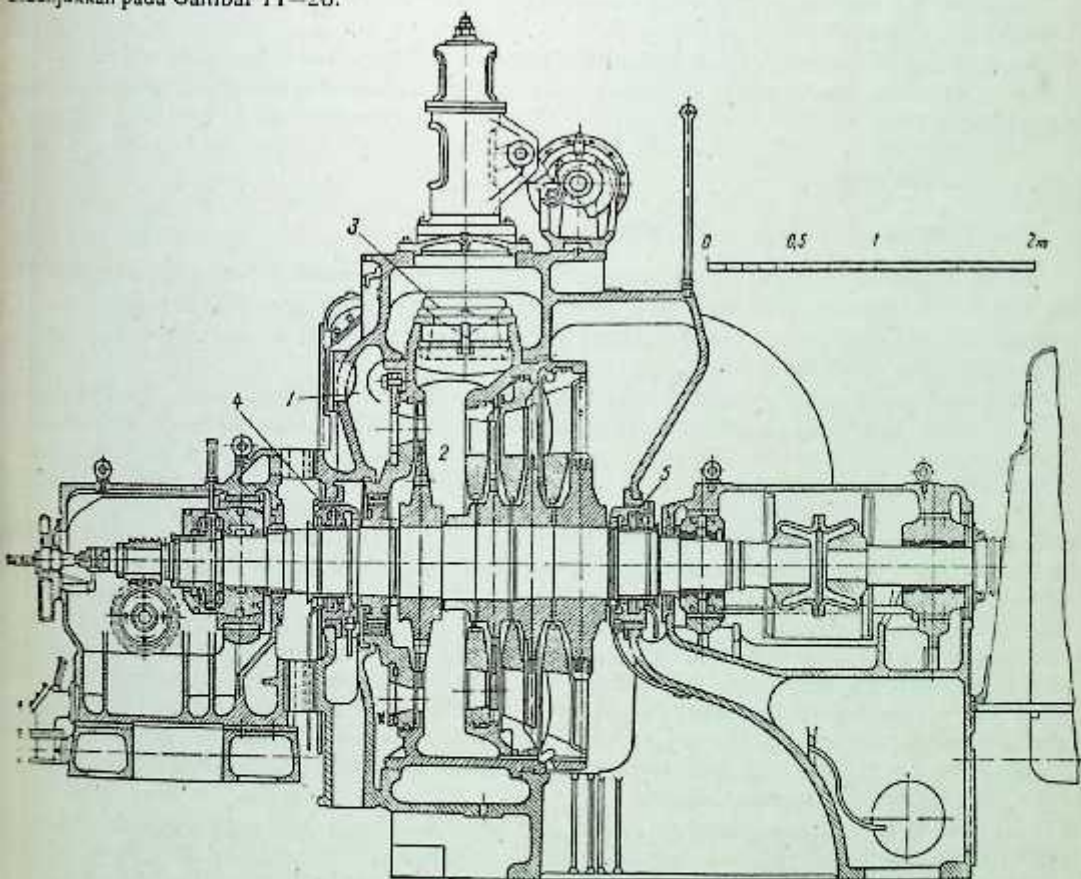
dengan titik *b* sebagai titik putarnya, katup pengatur 4 dan 5 akan lebih membuka lagi dan jumlah aliran uap melalui turbin akan bertambah besar dengan tekanan uap lintas-buang p_{eks} dan jumlah uap lintas-buang D_{eks} tetap konstan.

Bagaimanapun, turbin jenis ini belum banyak dipakai di bidang industri karena turbin jenis ini secara efektif dapat digantikan oleh turbin kondensasi dengan dua saluran lintas-buang (lihat Pasal 11-8 dan 11-9).

11.7 TURBIN TEKANAN-BUANG DAN TURBIN TEKANAN-CAMPUR

Suplai uap ke turbin-turbin ini diperoleh dari pembuangan mesin torak tak-terkondensasi seperti pada uap, pres uap, dan lain-lain. Karena jumlah uap yang tersedia dari mesin-mesin ini sangat bervariasi, saluran buangnya kadang-kadang dihubungkan dengan saluran utama ekstraksi turbin tekanan-lawan atau turbin lintas-buang. Jadi turbin tekanan-buang memanfaatkan sebagian uap buang turbin tekanan-lawan, yang bersama-sama dengan turbin yang disebutkan terakhir ini membentuk sejenis unit kondensasi "dua poros" dengan uap lintas-buang terkendali untuk keperluan-keperluan pemanasan, dan lain-lain. Gabungan kedua turbin yang disebutkan di atas, yang beroperasi pada kondisi uap yang berbeda, memungkinkan untuk memanfaatkan lebih banyak turbin tekanan-lawan, yang buangnya dapat dimanfaatkan untuk keperluan-keperluan pemanasan. Pada musim dingin, sewaktu jumlah uap yang dipakai untuk keperluan pemanas-ruang maksimum, turbin tekanan-buang bekerja pada beban yang sangat kecil karena daya yang dihasilkan oleh turbin ini seluruhnya tergantung pada jumlah uap buang yang tersedia untuknya. Jadi turbin ini dioperasikan secara paralel dengan turbin kondensasi beban dasar.

Turbin L.M.W. 6.000 kW jenis MK-6-1¹ adalah satu di antara turbin yang demikian. Turbin ini beroperasi pada kecepatan biasa yakni 3.000 rpm, pada tekanan 1,2 ata dan 110°C. Penampang turbin tersebut ditunjukkan pada Gambar 11-20.



Gambar 11-20. Turbin tekanan-buang 6.000 kW pada 3.000 rpm buatan Leningrad Metal Works.

¹ Dukan turbin standar.

Rotor terdiri dari satu tingkat pengatur baris-tunggal dan tiga tingkat tekanan. Suplai uap ke nosel tingkat pengatur adalah melalui diafragma putar. Diafragma membuka penuh gerbang uap untuk beban sebesar 4.800 kW (beban ekonomis). Kapasitas nominal turbin (6.000 kW) dihasilkan bila katup suplai uap tengah 3 terbuka, yang mensuplai uap ke tingkat kedua turbin. Dorongan aksial yang dikenakan pada sudu-sudu akibat reaksi dan perbedaan diameter hub diimbangi oleh piston penyeimbang (dummy piston) yang dipasang sebelum tingkat-pengatur. Selanjutnya, untuk mengukuhkan rotor dalam arah aksial yang semestinya dan untuk menahan dorongan aksial yang tersisa, bantalan dorong jenis segmen dipasang yang digabungkan dengan bantalan luncur, pada ujung suplai uap. Ujung-ujung poros diberi perapung air.

Laju konsumsi uap yang dijamin untuk turbin MK-6-1 pada tekanan dan temperatur awal uap 120°C dan 110°C dan 4900 m³/jam air pendingin pada temperatur sisi masuk 30°C diberikan pada Tabel 11-4.

Tabel 11-4

Daya yang dihasilkan pada terminal alternator, kW	Efisiensi alternator	Konsumsi uap spesifik, kg/kWj
2.400	0,914	15,9
3.600	0,933	14,2
4.800	0,944	13,5
6.000	0,954	15,6

Turbin MK-6-1 dapat dioperasikan bersama dengan turbin jenis APR, turbin yang disebutkan terakhir beroperasi secara kontinu.

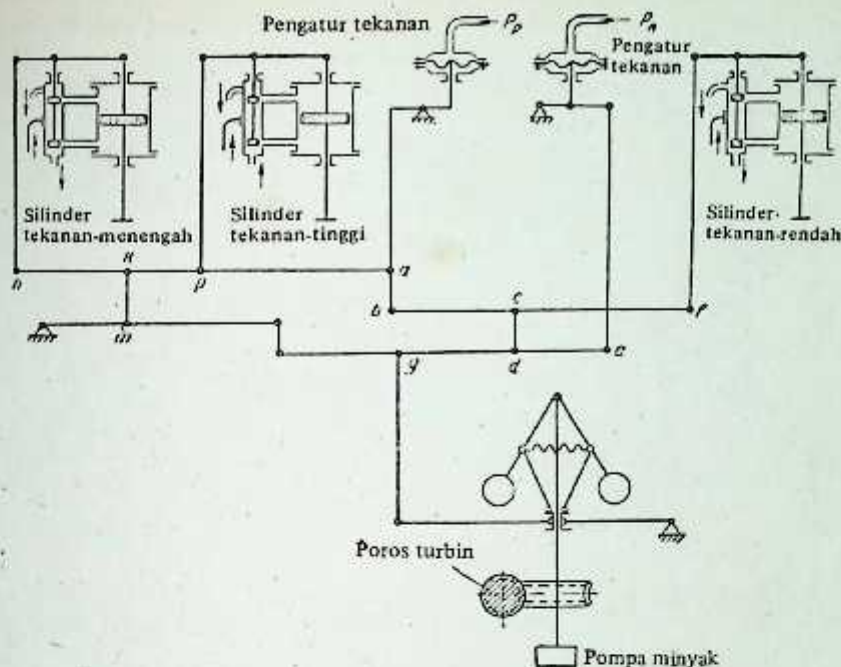
Dalam beberapa hal, turbin tekanan-campur dipakai di bidang industri. Uap pada tekanan dan temperatur yang berbeda disuplai baik ke kelompok nosel tingkat-tekanan yang berbeda maupun nosel tingkat yang berbeda.

11.8. TURBIN DENGAN DUA LINTAS-BUANG

Turbin dengan dua ekstraksi (lintas-buang) lebih banyak dipakai dalam beberapa tahun terakhir ini di Uni Soviet. Uap yang diekstraksi dari lintas-buang yang pertama dimanfaatkan untuk keperluan-keperluan proses dan dari yang kedua untuk pemanasan di rumah tangga. Turbin ini berfungsi sesuai dengan beban listrik maupun beban uap pemanasan.

Diagram skematik turbin jenis ini ditunjukkan pada Gambar 11-21. Sinyal variasi beban ditransmisikan ke katup pengatur dari pengatur kepesatan dan kedua pengatur tekanan. Ketiga pengatur ini secara tersendiri mengatur katup pengendali ketiga tingkat turbin. Jadi sinyal dari salah satu dari ketiga pengatur mengoperasikan ketiga katup pengatur secara serentak. Bila beban pada jala-jala listrik bervariasi, kepesatan turbin akan mengalami perubahan. Denyutan (impuls) ini ditransmisikan ke katup pengatur melalui pengatur kepesatan sentrifugal. Selama operasi ini, titik *b* dan *a* tetap pada tempatnya karena tekanan dan jumlah ekstraksi melalui kedua lintas-buang tersebut masih tetap konstan. Misalkan bahwa beban pada terminal alternator naik. Ini akan menyebabkan selongsong pengatur sentrifugal bergerak ke bawah. Susunan tuas *dgm* juga dipindahkan, yang memutar tuas *gde* dengan titik *e* sebagai titik putarnya dan tuas *nkpa* dengan titik *a* sebagai titik putarnya yang akan mengakibatkan pembukaan katup pengatur silinder tekanan-menengah. Serentak dengan ini, tuas *bef* juga turun lebih ke bawah yang berputar terhadap titik *b* sebagai titik putarnya sehingga katup pengatur silinder tekanan-rendah juga terbuka. Aliran massa melalui turbin akan naik, tekanan lintas-buang tetap tidak berubah, karena pengaturan tekanan-lawan tidak tergantung pada pengaturan kepesatan. Katup pandu kembali ke kedudukan tengahnya melalui sistem susunan tuas yang ditunjukkan pada Gambar 11-21.

Jika tekanan uap proses p_p berubah, sistem akan beroperasi dengan titik-titik *e*, *d*, *c*, *m*, dan *k* tetap. Misalnya, bila tekanan p_p turun, tuas *nkpa* akan berputar terhadap *k* sebagai titik putar dan *bef* terhadap *c* sebagai titik putarnya sehingga katup-katup pengatur silinder tekanan-tinggi terbuka dan katup pengatur silinder tekanan-menengah dan tekanan-rendah akan menutup yang menyebabkan aliran uap yang lebih banyak untuk keperluan proses, dengan uap lintas-buang untuk keperluan rumah tangga maupun daya yang dihasilkan oleh turbin akan tetap konstan. Jika tekanan pada saluran lintas-buang kedua berubah, titik-titik *a*, *b*, dan *g* akan tetap untuk operasi sistem tuas. Kenaikan tekanan p_p akan menyebabkan



Gambar 11-21. Sistem pengatur turbin kondensasi dengan dua lintas-buang.

katup pengatur silinder tekanan-tinggi dan tekanan-menengah tertutup dan katup pengatur silinder tekanan-rendah lebih terbuka. Dalam hal ini daya yang dihasilkan dan jumlah uap yang diekstraksi untuk keperluan proses harus tetap tidak berubah.

Proses penurunan kalor turbin dengan dua saluran lintas-buang ditunjukkan pada Gambar 11-22 pada diagram *i-s*. Persamaan untuk daya yang dihasilkan oleh turbin dengan lintas-buang akan berupa

$$N_e = \frac{D_k H_i + D_{pr} H_i' + D_h (H_i + H_i'')}{860} \eta_m \eta_g \quad (11-3)$$

dimana D_k – uap yang mengalir ke kondenser;

H_i – penurunan kalor yang dimanfaatkan di dalam turbin;

D_{pr} – uap yang dilintas-buangkan untuk keperluan proses;

D_h – uap untuk pemanasan di rumah tangga;

H_i' – penurunan kalor yang dimanfaatkan di dalam silinder tekanan-tinggi;

H_i'' – penurunan kalor yang dimanfaatkan di dalam silinder tekanan-menengah.

Bila sekarang kita tambahkan dan kurangkan $D_h H_i''$ dari pembilang Persamaan (11-3), sesudah disederhanakan kita akan memperoleh

$$N_e = \frac{(D_k + D_h) H_i + D_{pr} H_i' - D_h H_i''}{860} \eta_m \eta_g \quad (11-3a)$$

dimana H_i'' – penurunan kalor yang dimanfaatkan di dalam silinder tekanan rendah.

Rumus ini selanjutnya masih dapat dinyatakan seperti berikut ini

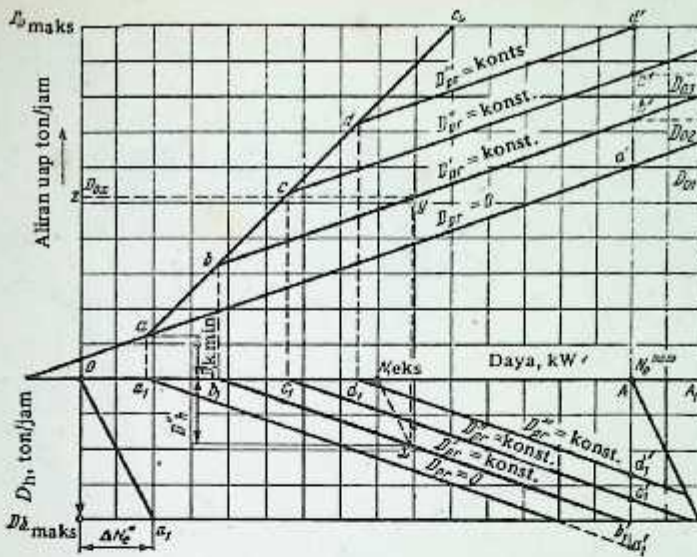
$$N_e = \frac{D_k^I H_i + D_{pr} H_i'}{860} \eta_m \eta_g - \frac{D_h H_i^{III}}{860} \eta_m \eta_g \quad (11-3b)$$

dimana $D_k^I = D_k + D_h$ – aliran uap ke kondenser tanpa adanya uap lintas buang ke rumah tangga;

$$N_e = N_e^I + \Delta N_e^{II} \quad (11-3c)$$

dimana N_e^I – daya yang dihasilkan pada terminal alternator dengan $D_h = 0$;

ΔN_e^{II} – koreksi untuk uap yang diekstraksi untuk keperluan pemanasan di rumah tangga.



Gambar 11-23 Diagram kurva-kurva konsumsi uap untuk turbin dengan dua lintas-buang.

...nilai yang diperoleh dari Persamaan (11-3d) untuk $D_h \text{ maks}$ dengan berbagai $D_{01}, D_{02}, D_{03}, D_{0 \text{ maks}}$ ekstraksi $D_{pr} = 0, D'_{pr}, D''_{pr},$ dan D'''_{pr} untuk uap proses. Garis-garis yang menghubungkan titik-titik a_1, b_1 dan b'_1, c_1 dan c'_1, d_1 dan d'_1 memberikan $D_h \text{ maks}$ maksimum yang mungkin untuk D_0 dan N_{eks} yang diketahui.

Contoh. Daya yang dihasilkan pada terminal alternator adalah N_{eks} , uap untuk keperluan pemanasan rumah tangga— D'_h dan untuk proses— D'_{pr} . Carilah jumlah uap yang disuplai ke turbin.

Dengan mengukur N_{eks} sepanjang sumbu x dan D'_{pr} sepanjang sumbu y pada bagian bawah diagram 11-23 untuk uap-proses lintas-buang yang diketahui sebesar D'_{pr} kita peroleh titik x . Dengan menarik garis vertikal dari titik ini hingga memotong lintas-buang uap proses konstan diperoleh titik y . Dari titik y garis yang sejajar sumbu x ditarik, yang memberikan titik z pada garis $OD_{0 \text{ maks}}$. Panjang garis Oz menunjukkan jumlah uap yang mengalir melalui silinder tekanan-tinggi, yakni, jumlah keseluruhan uap yang disuplai ke turbin.

11.9. CONTOH-CONTOH KONSTRUKSI: TURBIN DENGAN DUA LINTAS-BUANG

a) Turbin PT-12-35/10 (APT-12-1) buatan Bryansk Locomotive Works (B.L.W.)

Gambar 11-24 menunjukkan penampang turbin kondensasi silinder-tunggal dengan dua lintas-buang. Kapasitas turbin adalah 12.000 kW pada putaran 3.000 rpm. Turbin ini didesain untuk beroperasi pada tekanan awal setinggi 35 ata dan temperatur uap 435°C. Fluktuasi yang diizinkan untuk tekanan dan temperatur awal adalah dari 32 sampai 37 ata dan temperatur dari 420 sampai 445°C. Tekanan desain pada lintas-buang yang pertama adalah 10 ata dengan ekstraksi sebanyak 50 ton/jam. Fluktuasi tekanan yang diizinkan pada lintas-lintas-buang pertama adalah dari 8 sampai 13 ata, tekanan pada lintas-buang yang kedua didesain setinggi 1,2 ata pada ekstraksi sebanyak 40 ton/jam, variasi tekanan yang diperbolehkan adalah dari 1,2 sampai 2,5 ata untuk lintas-buang yang kedua. Turbin juga mempunyai, di samping kedua lintas-buang tersebut, ekstraksi untuk pemanasan air pengisian ketel. Turbin ini mempunyai pengatur jenis pengendalian nosel. Suplai uap ke turbin adalah melalui empat katup pengatur untuk tingkat tekanan-tinggi dan untuk tingkat tekanan-menengah dan rendah suplai uap adalah melalui diafragma pengatur yang mengendalikan jumlah uap yang mengalir ke nosel-nosel pada kedua tingkat ini. Turbin mempunyai, secara keseluruhan, lima belas tingkat. Bagian tekanan-tinggi mempunyai satu tingkat-pengatur dua-baris yang diikuti oleh tiga tingkat-tekanan. Bagian turbin tekanan-rendah mempunyai satu tingkat-pengatur baris tunggal dan enam tingkat-tekanan dan bagian turbin tekanan-rendah mempunyai satu tingkat-pengatur baris-tunggal tiga tingkat-tekanan yang mengikutinya. Perapat labirin pada ujung-ujung turbin adalah jenis konis yang dipasang pada selongsong. Cakram-cakram sudu dan selongsong labirin disam-

terletak pada poros. Poros turbin adalah konstruksi yang fleksibel. Ujung depan ditumpu oleh gantungan bantalan luncur dan dorong dengan bantalan luncur yang dibuat dari jenis swa-penyebaris (self-aligning). Turbin dilengkapi dengan indikator ekspansi linear dan alat pemutar poros. Sistem pengaturan tenaga adalah jenis hidrolik. Pompa minyak utama adalah jenis sentrifugal dan langsung digerakkan oleh poros turbin. Tekanan minyak pengatur adalah 8 atm pengukuran, suplai minyak pelumas adalah pada tekanan 8 atm pengukuran. Ada relai perpindahan aksial untuk memutuskan-hubungkan turbin pada saat terjadinya perpindahan aksial yang berlebihan. Turbin juga dilengkapi dengan pompa minyak bantu yang secara otomatis akan beroperasi bila tekanan minyak pelumas turun di bawah 0,2 atm pengukuran.

Titik tetap turbin terletak pada sumbu kondenser dan turbin-turbin dapat berekspansi, sewaktu dipanaskan ke arah bantalan ujung depan.

bb) Turbin 25.000 kW buatan L.M.W., Jenis PT-25-90/10 (VPT-25-3)

Suplai uap pada $p_0 = 90$ ata dan $t_0 = 500^\circ\text{C}$; $p_{pr} = 10$ ata dan $p = 1,2$ ata. Fluktuasi yang diperbolehkan pada tekanan dan temperatur uap p_0 —dari 85 sampai 95 ata; t_0 —dari 495 sampai 505°C ; p_{pr} —8 sampai 13 ata; p —dari 1,2 sampai 2,5 ata. Turbin ini ditunjukkan pada Gambar 11-25.

Turbin mempunyai sembilan belas tingkat dalam satu silinder. Bagian tekanan-tinggi terdiri dari satu tingkat pengatur dua-baris yang diikuti oleh delapan tingkat tekanan. Cakram-cakram sudu untuk tingkat ini dipasang di mesin pada poros yang ditempa. Bagian turbin tekanan-menengah terdiri dari satu tingkat pengatur baris-tunggal dan lima tingkat tekanan. Akhirnya, bagian turbin tekanan-rendah terdiri dari satu tingkat-pengatur baris-tunggal yang diikuti oleh tiga tingkat-tekanan. Cakram-cakram sudu bagian turbin tekanan-menengah dan rendah dibuat secara terpisah dan dipasang pada poros. Turbin disuplai dengan uap melalui nosel. Nosel tingkat pertama disuplai dengan uap melalui empat katup pengatur. Keempat kelompok nosel bagian turbin tingkat-menengah disuplai dengan uap melalui diafragma pengatur yang menggantikan empat katup pengatur dan bagian turbin tekanan-rendah melalui diafragma pengatur sebagai pengganti dua katup pengatur. Poros turbin adalah konstruksi fleksibel dengan kecepatan kritis 13.000 rpm. Bantalan ujung depan adalah gabungan bantalan luncur dan dorong dengan kedudukan yang menyerupai bola untuk dapat bersifat swa-penyebaris. Perapat-perapat ujung untuk poros turbin adalah jenis perapat konis yang dipasang pada selongsong. Turbin dilengkapi dengan alat (device) pemutar turbin.

Lintas-buang uap yang pertama dimanfaatkan untuk keperluan industri dan yang kedua untuk pemanasan di rumah tangga. Turbin selanjutnya dilengkapi juga dengan tiga penceceratan untuk pemanasan air pengisian ketel secara regeneratif. Turbin dapat menghasilkan 30.000 kW dengan dua lintas-buang seperti yang dijelaskan di atas¹. Massa alir uap minimum melalui bagian turbin tekanan-rendah adalah 8 ton/jam pada tekanan 1,2 ata pada lintas-buang yang kedua. Beberapa di antara karakteristik operasi turbin VPT-25-3 diberikan pada Tabel 11-5.

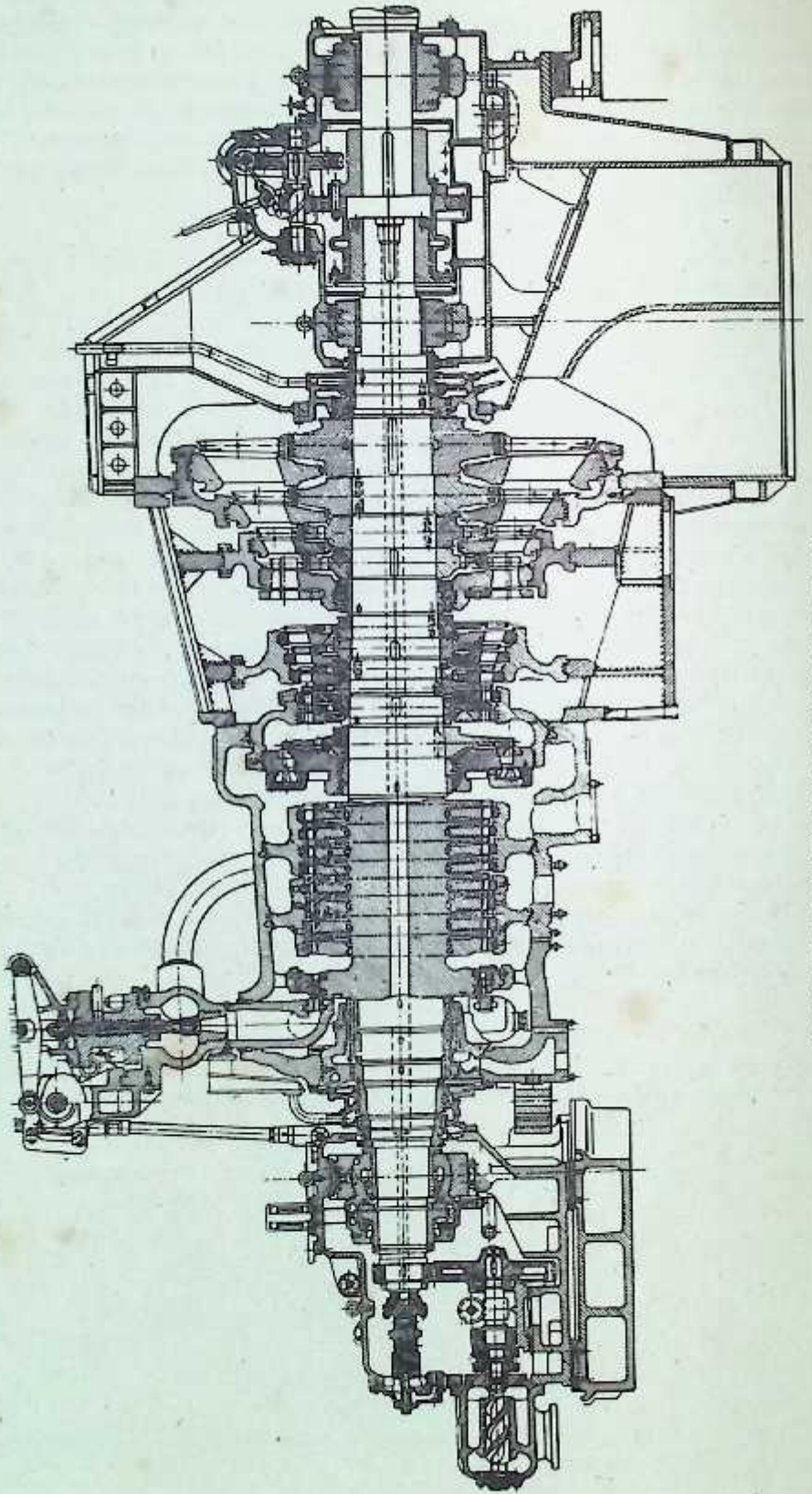
Tabel 11-5

Daya yang dibangkitkan pada terminal turbin, kW	Jumlah uap lintas-buang, ton/jam		Efisiensi alternator %	Konsumsi uap spesifik, kg/kWj	Temperatur air pengisian ketel akhir, °C
	10 ata	1,2 ata			
25.000	72	54	98,2	6,66	203
25.000	130	0	98,2	7,38	206
25.000	0	100	98,2	5,60	199
25.000	0*	0*	98,2	4,15	185
20.000	50	40	98,2	6,49	194
17.000	40	40	98,1	6,78	188

* Pengatur lintas-buang tidak dioperasikan

Catatan: Temperatur kondensat yang dikembalikan dari pemakaian industri maupun dari rangkaian pemanasan di rumah tangga atau air penambah yang sudah diolah dianggap sama dengan 100°C .

¹ L.I. Tubyansky dan L.D. Frenkel, *High-Pressure Steam Turbines of the L.M.W.*, Gosenergoizdat, 1953.



Gambar 11-25 Turbin PT-25-90/10 (VPT-25-3) (L. M. W.)

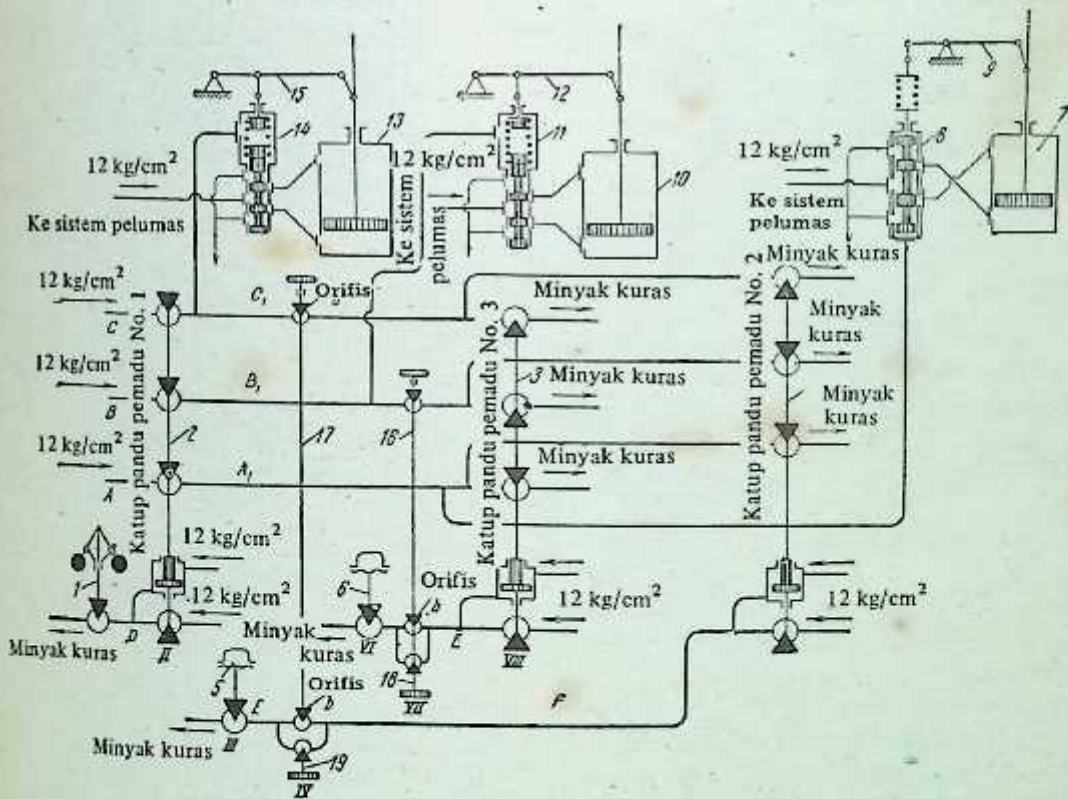
Pengaturan Turbin PT-25-90/10 (VPT-25-3)

Tekanan operasi minyak pada sistem pengaturan adalah 12 kg/cm^2 . Sistem pengaturan didesain untuk memastikan diperolehnya: pembangkitan daya yang konstan dengan variasi jumlah uap ekstraksi dari lintas-buang, tekanan lintas-buang yang konstan pada waktu terjadi perubahan beban listrik pada turbin, dan pada waktu terjadinya variasi tekanan pada salah satu lintas-buang, diperoleh tekanan konstan untuk lintas-buang yang kedua dan daya yang konstan.

Sistem pengaturan yang rumit ini diperoleh dengan jalan menghubungkan pengatur kepesatan dan katup pengatur tekanan dengan alat hidraulik tengah (katup pandu pemadu) yang dapat memastikan diperolehnya antar-hubungan yang perlu di antara ketiga alat pengatur, dan ketiga servomotor katup pengatur.

Mari kita selidiki sistem pengaturan dari diagram skematik yang diperlihatkan pada Gambar 11-26 dan diagram lengkap pada Gambar 11-27.

Perubahan beban listrik turbin atau frekuensi jala-jala listrik akan menyebabkan pengatur sentrifugal menggerakkan katup 1 (Gambar 11-26). Kita andaikan bahwa beban telah membesar. Selongsong pengatur sentrifugal bergerak ke bawah, tekanan minyak di dalam pipa *D* naik yang menggerakkan katup pandu pemadu (integrating pilot valve) ke atas yang menyebabkan kenaikan tekanan minyak di dalam pipa *A*, *B*, dan *C*. Kenaikan tekanan ini menyebabkan katup pandu 8 bergerak ke atas dan katup pandu 11 dan 14 bergerak ke bawah yang memindahkan servomotor 7, 10 dan 13 bergerak ke atas yang membuka katup-katup pengatur bagian turbin tekanan-tinggi dan yang memutar diafragma pengatur bagian turbin tekanan-menengah dan rendah sehingga semakin banyak uap mengalir melalui bagian-bagian turbin tersebut. Pada waktu terjadinya penurunan beban pada turbin, sistem ini akan beroperasi dalam arah yang sebaliknya, yakni, menutup katup pengatur dan mengurangi jumlah aliran uap melalui diafragma pengatur bagian-bagian turbin tekanan-rendah dan -menengah.



Gambar 11-26. Sistem pengaturan turbin PT-25-90/10 (VPT-25-3) (L.M.W.).
 11-pengatur kepesatan; 2-katup pandu pemadu No. 1; 3-katup pandu pemadu No. 2; 4-katup pandu pemadu No. 3; 5-pengatur tekanan 1,2 sampai 2,5 ata; 6-pengatur tekanan 8 sampai 13 ata; 7-servomotor katup pengatur tekanan-tinggi; 8-katup pandu untuk servomotor 7; 9-tuas diferensial; 10-servomotor untuk lintas-buang 8 sampai 13 ata; 11-katup pandu untuk servomotor 10; 12-tuas diferensial; 13-servomotor untuk lintas-buang 1,2 sampai 2,5 ata; 14-katup pandu untuk servomotor 13; 15-tuas diferensial; 16-sakelar pengalih untuk lintas-buang 8 sampai 13 ata; 17-sakelar pengalih untuk lintas-buang 1,2 sampai 2,5 ata; 18-pencekik untuk pengatur 6; 19-pencekik untuk pengatur 5

Jika terjadi kenaikan tekanan pada lintas-buang yang pertama, pencekikan VI akan bergerak ke bawah, tekanan minyak di dalam pipa F akan naik yang menyebabkan katup pandu pemadu No. 2 bergerak ke atas dan menyebabkan penurunan tekanan minyak di dalam pipa A_1 serta kenaikan tekanan minyak di dalam pipa B_1 dan C_1 . Katup-pandu 8, 11 dan 14 bergerak ke bawah yang menyebabkan piston servomotor 7 bergerak ke bawah sedangkan 10 dan 13 bergerak ke atas. Katup pengatur bagian turbin tekanan-tinggi akan mengurangi jumlah aliran dan diafragma pengatur bagian turbin tekanan-menengah dan rendah membuka yang mengalirkan uap lebih banyak.

Operasi di atas menyebabkan berkurangnya aliran uap keluar dari lintas-buang pertama dengan daya yang dihasilkan dan jumlah ekstraksi dari lintas-buang yang kedua tetap tidak berubah. Jika tekanan pada lintas-buang kedua turun, operasinya adalah dalam urutan yang terbalik. Dengan variasi tekanan uap pada lintas-buang kedua, pencekik III bergerak ke bawah (naik tekanannya) atau bergerak ke atas (tekanan turun) yang menyebabkan kenaikan atau penurunan tekanan minyak di dalam pipa F . Sesuai dengan ini, katup pandu pemadu No. 3 akan bergerak ke atas maupun ke bawah. Bila katup pandu No. 3 bergerak ke atas, minyak yang mengalir ke penguras dari pipa A_1 dan B_1 akan bertambah banyak yang menyebabkan penurunan tekanan minyak dan aliran minyak dari pipa C ke penguras (drain) menurun dan menyebabkan kenaikan tekanan. Ini akan menyebabkan katup pengatur bagian turbin tekanan-tinggi dan diafragma pengatur yang pertama mengurangi aliran uap melaluinya sementara jumlah aliran uap melalui diafragma pengatur kedua bertambah banyak (karena diafragma itu lebih membuka lagi). Jika tekanan minyak di dalam pipa E turun, operasi pada sistem pengatur adalah persis sama dengan urutan sebaliknya.

c) Turbin 50.000 kW Jenis PT-50-130/7 (VPT-50-4) buatan Ural Turbomotor Works (U.T.W.)

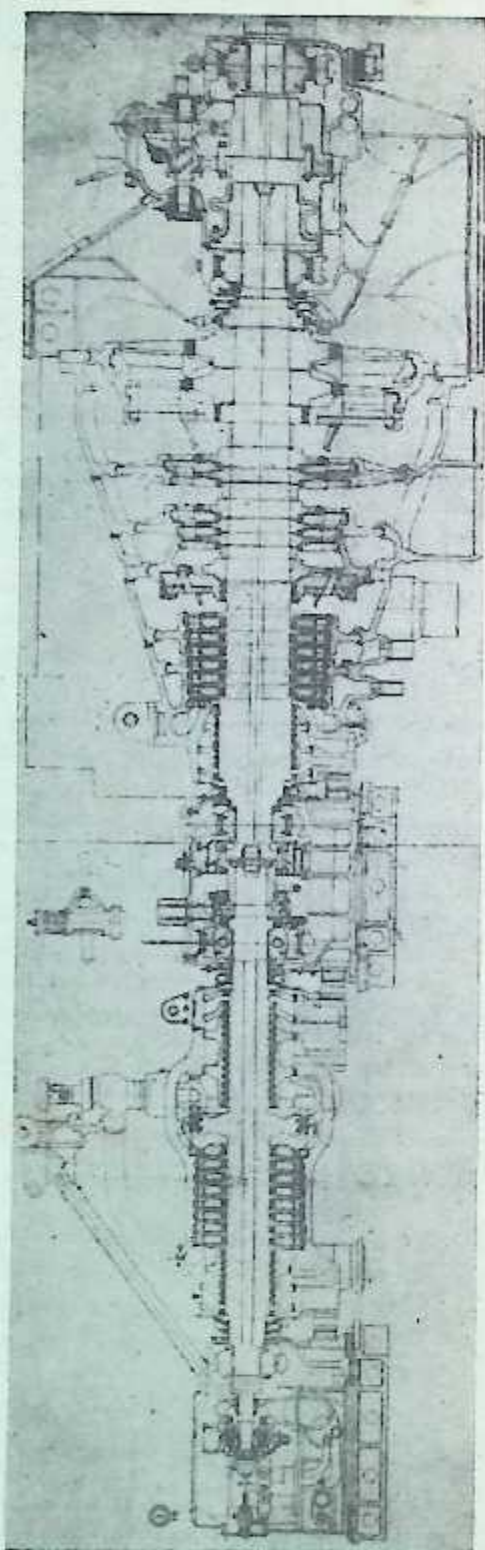
Kondisi awal uap: $p_0 = 130$ ata, $t_0 = 565^\circ\text{C}$. Temperatur air pendingin $t_{\text{ap}} = 20^\circ\text{C}$. Variasi yang diperbolehkan pada tekanan dan temperatur uap: p_0 —dari 125 sampai 135 ata; t_0 —dari 555 sampai 570°C . Turbin dibuat dalam dua silinder yang mempunyai dua lintas-buang, satu untuk keperluan proses daah yang satu lagi untuk pemanasan di rumah tangga (lihat Gambar 11—28). Uap proses mempunyai tekanan 7 ata dengan variasi yang diperbolehkan antara 5 sampai 9 ata. Tekanan lintas-buang kedua untuk keperluan pemanasan di rumah tangga dapat bervariasi dalam batas-batas 0,5 dan 2 ata. Di samping kedua lintas-buang ini, turbin juga mempunyai satu ekstraksi atau lebih dari lintas-buang yang lebih tinggi yaitu 0,66 sampai 2,5 ata yang memungkinkan untuk dapat melakukan pemanasan air sistem dalam jangka yang lebar. Jumlah teruji uap yang diekstraksi dari lintas-buang adalah 118 ton/jam untuk keperluan industri dan 76 ton/jam untuk pemanasan di rumah tangga (dua lintas-buang). Dengan tekanan dan temperatur operasi normal untuk uap pada sisi masuk dan pada kedua lintas-buang, turbin dapat menghasilkan daya nominalnya. Daya nominal dapat dihasilkan dengan berbagai gabungan parameter:

- tekanan dan temperatur awal antara 125 sampai 135 ata, dan 555 sampai 570°C ;
- temperatur air pendingin sampai 33°C ;
- tekanan uap pada lintas-buang pertama antara 5 sampai 9 ata;
- pengurangan uap lintas-buang dari kedua lintas-buang menjadi nol.

Jumlah uap maksimum yang tersedia untuk keperluan proses pada kapasitas nominal dan tanpa ekstraksi dari lintas-buang yang kedua adalah 160 ton/jam pada tekanan 7 ata.

Jumlah uap maksimum yang dapat diekstraksi untuk keperluan pemanasan di rumah tangga adalah 1120 ton/jam. Akan tetapi, ini dapat dilakukan hanya untuk lintas-buang uap proses tertentu atau jumlah tertentu uap yang mengalir melalui kondenser pada kapasitas turbin nominal. Selanjutnya turbin masih juga dilengkapi dengan lima penercepatan sederhana untuk keperluan pemanasan air pengisian ketel. Penercepatan pertama adalah sesudah ruang tekanan-tinggi pada 34 ata. Penercepatan kedua, ketiga, keempat dan kelima adalah sesudah tingkat kedua, keempat, kesembilan dan kesebelas ruang tekanan-rendah. Masih ada penercepatan satu lagi pada ruang sesudah tingkat kesebelas (titik tertinggi lintas-buang kedua untuk pemanasan). Pada beban nominal, air pengisian ketel dipanaskan hingga mencapai temperatur 230°C .

Silinder tekanan-tinggi terdiri dari satu tingkat-pengatur dua-baris dan delapan tingkat tekanan. Silinder tekanan-rendah terdiri dari lima belas tingkat. Bagian turbin tekanan-menengah dan rendah masing-masing mempunyai satu tingkat-pengatur baris-tunggal. Silinder tekanan-tinggi dan -rendah adalah bertentangan terhadap suplai uap, dengan kata lain, arah aliran uap di dalam kedua silinder adalah dalam arah berlawanan yang akan mengurangi dorongan pada bantalan. Kedua rotor dihubungkan oleh kopling



Gambar 11-28 Turbin PT-50-130/7 (VPT-50-4) (U.M.W.).

poros sehingga satu bantalan dorong dapat dipakai untuk kedua rotor. Penempatan bantalan dorong di antara kedua rotor memungkinkan untuk mendapatkan ekspansi linear kedua rotor pada masing-masing arahnya. Ujung-ujung poros diberi perapat paking labirin tanpa selongsong tetapi dengan lembaran-lembaran (foil) labirin yang masuk hingga ke alur yang langsung dibubut pada poros turbin. Alur-alur ini dimaksudkan untuk kompensasi temperatur guna melindungi lembaran-lembaran labirin dari pengotoran. Titik-tetap turbin ditempatkan pada sumbu bantalan belakang silinder tekanan-rendah. Jadi ekspansi rotor dan stator silinder tekanan-menengah dan -tinggi terjadi dalam arah yang menjauhi generator. Turbin seperti biasanya dilengkapi dengan alat pemutar poros. Suplai uap ke silinder tekanan-tinggi dan menengah adalah melalui nosel. Dari katup stop utama uap mengalir ke empat katup pengatur yang dua di antaranya dipasang pada rumah atas turbin dan dua yang selebihnya pada rumah bawah turbin yang keduanya ditempatkan terpisah 180° . Katup pengatur ini dioperasikan melalui poros kam distributor dan bantalan yang bergerigi digerakkan oleh servomotor aksi-ganda.

Silinder tekanan-menengah dan rendah disuplai dengan uap melalui diafragma pengatur yang dioperasikan oleh servomotor. Diafragma pengatur silinder tekanan-menengah mensuplai uap ke ketiga kelompok nosel, yakni, diafragma ini menggantikan ketiga katup pengatur. Diafragma pengatur silinder tekanan-rendah mensuplai dan mengendalikan aliran uap ke semua nosel tingkat-pengatur dan serentak (yakni, pengaturan dengan pencekikan). Sistem pengaturan adalah jenis gabungan. Sistem pengaturan ini terdiri dari tiga pengatur, satu pengatur kepesatan dan dua pengatur tekanan. Ketiga pengatur ini dan servomotor utama satu sama lain dihubungkan melalui sistem hidrolik dengan dua penguat (amplifier). Ketiga pengatur ini adalah dari jenis yang sama dan adalah dari jenis membran. Membran pengatur tekanan dikendalikan oleh tekanan uap, membran pengatur kepesatan oleh tekanan minyak pengatur dari impeler. Pompa minyak utama dan impeler pengatur keduanya langsung dipasang pada poros turbin. Pompa mensuplai sistem pengaturan dengan minyak pada tekanan 14 atm pengukuran; sistem pelumasan disuplai dengan minyak oleh dua injektor pada tekanan minyak 1 atm pengukuran yang diukur sebelum pendingin minyak. Karena turbin ini dilengkapi dengan pemanas-air pengisian ketel melalui berbagai jangka (batas), sistem pengaturan dilengkapi dengan suatu peralatan untuk pengalihan pengatur tekanan lintas-buang pemanasan di rumah tangga dari ruang uap sesudah tingkat ke-22 ke ruang sesudah tingkat kedua puluh. Dengan operasi ketel tunggal (beban dasar), pengatur tekanan dihubungkan dengan ruang sesudah tingkat ke-22 yang dihubungkan dengan rangkaian air ketel pertama. Dalam hal pemanasan air pengisian ketel sebagian, ketel kedua (beban puncak) juga dioperasikan dan pengatur tekanan dialihkan ke ruang sesudah tingkat kedua puluh. Turbin ini dilengkapi dengan alat yang rumit untuk penjagaan terhadap bertambahnya kepesatan rotor sewaktu pemutusan beban. Servomotor penguat (amplifier) pertama dan katup pandu penguat kedua didesain sedemikian sehingga dengan penurunan beban turbin, ketakseragaman pengaturan menurun dengan mendadak yang mengurangi kecenderungan bagian turbin untuk membesar kepesatannya. Turbin dilengkapi dengan dua alat pemutus-hubung kepesatan-lebih jenis cincin. Pompa minyak bantu untuk penstartan turbin digerakkan oleh motor. Turbin dilengkapi lagi dengan dua pompa minyak yang digerakkan oleh motor sebagai pompa cadangan yang akan dipakai dalam hal terjadinya gangguan pada pompa minyak utama. Satu dari pompa ini digerakkan oleh motor arus bolak-balik dan yang satu lagi digerakkan oleh motor arus searah. Turbin dilengkapi dengan peralatan pelindung berikut:

- 1) relai perpindahan aksial;
- 2) pemutus-hubung kevakuman rendah;
- 3) relai untuk pengoperasian pompa minyak cadangan yang digerakkan oleh motor;
- 4) relai indikator penurunan tekanan minyak impeler;
- 5) relai untuk mengoperasikan pompa kondensat.

Pabrik telah mencakupkan peralatan pemeriksa berikut untuk mengamati kerja beberapa komponen penting:

- 1) indikator temperatur untuk sepatu bantalan dorong dan bantalan luncur;
- 2) indikator temperatur untuk baut tanam (stud), dinding dan flens stator;
- 3) indikator ekspansi termal untuk rotor (yang ditempatkan di depan dan di belakang kolom bantalan);
- 4) indikator ekspansi termal stator;
- 5) indikator getaran, yang memudahkan pengendalian getaran seluruh bantalan turbin dan alternator.

d) Turbin L.M.W. Jenis PT-50-130/13 (VPT-50-3)

Leningrad Metal Works sekarang ini sedang memproduksi sederetan turbin kondensasi yang kapasitasnya 50.000 kW pada 3.000 rpm dengan dua lintas-buang. Turbin ini didesain pada basis sistem unit (unit ketel-turbin) pada parameter awal uap $p_0 = 130$ ata dan $t_0 = 565^\circ\text{C}$.

Penampang turbin ini ditunjukkan pada Gambar 11-29. Turbin ini terdiri atas dua silinder dengan jumlah tingkat keseluruhan sama dengan tiga puluh. Silinder tekanan-tinggi mempunyai satu cakram pengatur baris-tunggal yang diikuti oleh enam belas tingkat-tekanan. Uap lintas-buang yang pertama (uap proses) pada tekanan 13 ± 3 ata dibuat pada sisi-keluar dari silinder tekanan-tinggi. Silinder tekanan-rendah mempunyai tiga belas tingkat; bagian turbin tingkat-menengah mempunyai satu tingkat-pengatur baris-tunggal dan delapan tingkat-tekanan dan bagian tekanan-rendah silinder tekanan-rendah mempunyai satu tingkat-pengatur baris-tunggal yang diikuti oleh tiga tingkat-tekanan. Uap lintas-buang yang kedua (uap untuk pemanasan di rumah tangga) pada tekanan 1,2 ata sampai 2,5 ata dibuat pada ruang uap sesudah tingkat kesembilan silinder tekanan-rendah. Di samping yang dua ini, turbin mempunyai lima peneratan sederhana untuk pemanasan air pengisian ketel. Pemakaian tingkat-pengatur baris-tunggal yang dibuat dengan profil sudu tingkat-tinggi memungkinkan pembikin untuk memperoleh efisiensi yang tinggi untuk turbin-turbin ini.

Turbin-turbin ini dilengkapi dengan pengaturan pengendalian nosel; suplai uap ke bagian turbin tekanan-tinggi dan -menengah masing-masing adalah melalui empat katup pengatur dan ke bagian turbin tekanan-rendah melalui diafragma pengatur dengan dua-baris lubang uap secara efektif dapat menggantikan dua katup pengatur. Katup pengatur langsung dipasang pada turbin, dua pada bagian atas dan dua pada sisi. Bagian turbin tekanan-tinggi mempunyai katup pengatur kelima tambahan yang mengendalikan aliran uap dari tingkat pengatur ke tingkat yang kelima. Katup ini terbuka serentak dengan katup pengatur keempat. Tekanan dan temperatur maksimum yang diperbolehkan di dalam tingkat pengatur tekanan-tinggi adalah 104 ata dan 540°C . Jumlah uap yang diekstraksi dari lintas-buang pada kapasitas turbin nominal adalah 115 ton/jam untuk keperluan proses dan 90 ton/jam untuk keperluan pemanasan di rumah tangga.

Rotor tekanan-tinggi adalah baja tempa. Perapat-perapat ujung untuk poros adalah jenis labirin, tanpa lapisan (liner) tetapi dengan bilah (strip) labirin yang sampai masuk ke dalam alur yang dibubut langsung pada poros turbin. Silinder tekanan-rendah adalah konstruksi gabungan tempaan dan rakitan. Bagian turbin tekanan-menengah adalah baja tempa, sementara bagian turbin tekanan-rendah terbuat dari cakram-cakram yang dipasang pada poros. Perapat labirin ujung depan untuk silinder tekanan-rendah adalah sejenis dengan silinder tekanan-tinggi. Akan tetapi, paking gland ujung belakang adalah dengan selongsong yang dipasang pada poros. Kedua rotor dihubungkan oleh kopling fleksibel dan masing-masing mempunyai bantalan dorong. Bantalan dorong membentuk unit tunggal dengan bantalan lancar. Turbin dilengkapi dengan alat (device) pemutar poros yang digerakkan oleh motor listrik.

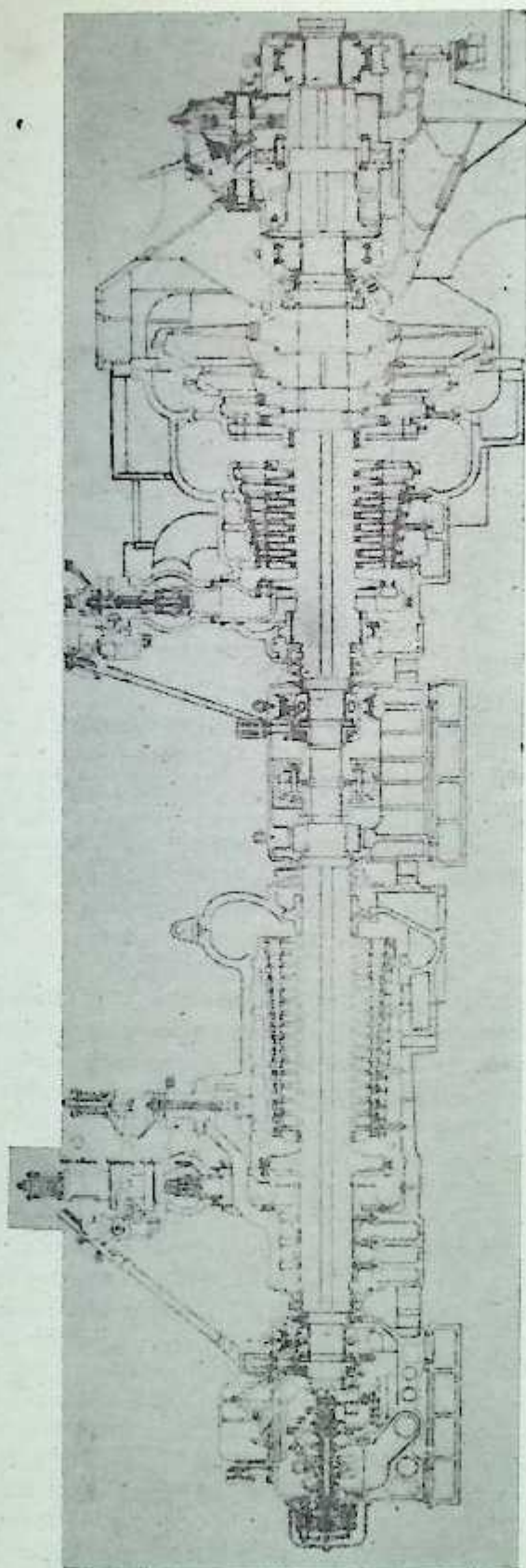
Suplai Minyak, Alat Pengatur dan Alat Proteksi untuk Turbin

Minyak pada tekanan 20 atm pengukuran disuplai ke sistem pengatur oleh pompa sentrifugal yang langsung dipasang pada poros turbin. Dari pompa, minyak mengalir ke sistem pengatur dan ke injektor minyak khusus yang dipasang pada reservoir minyak. Injektor minyak dimaksudkan untuk pensuplai minyak pelumas ke bantalan dan ke sisi isap pompa sentrifugal.

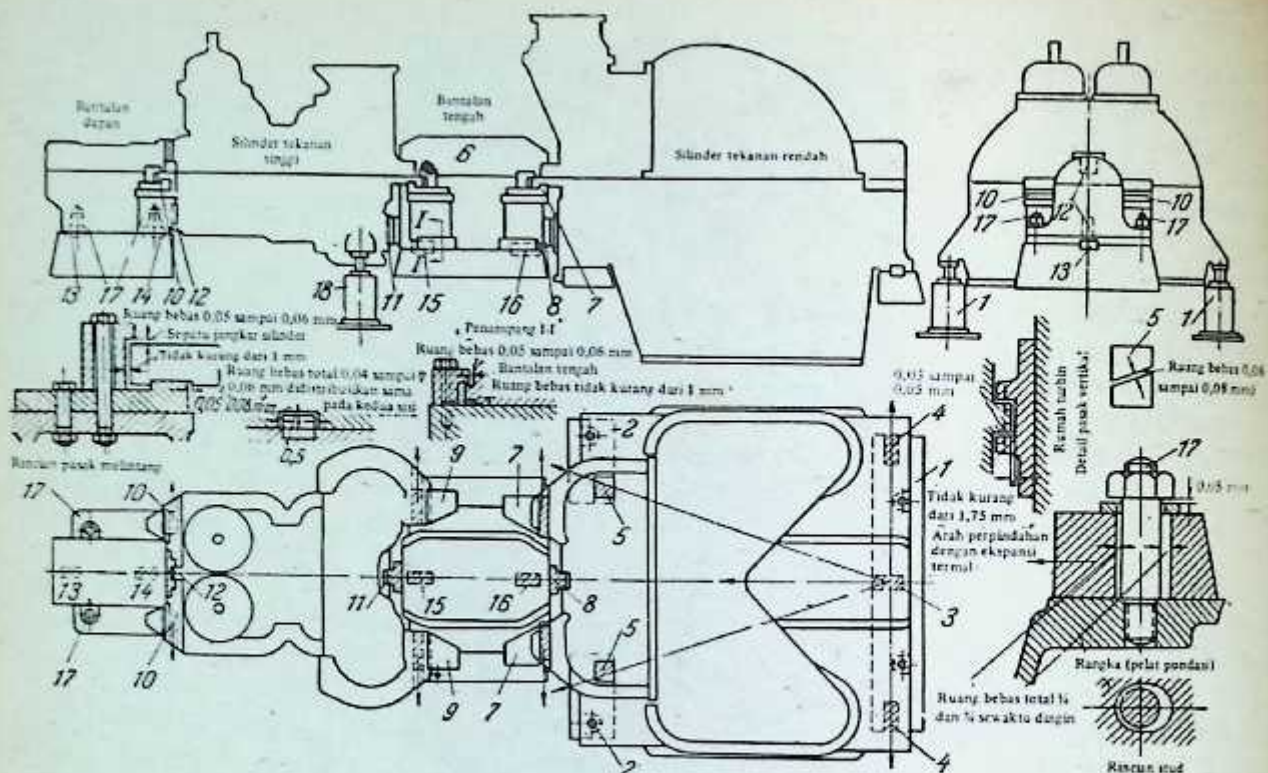
Untuk penstartan, turbin dilengkapi dengan pompa minyak bantu yang digerakkan oleh motor. Turbin ini dilengkapi juga dengan pompa minyak yang digerakkan oleh motor arus bolak-balik untuk pelumasan bantalan bila turbin berhenti atau bila turbin ini digerakkan oleh alat pemutar poros. Pompa minyak yang digerakkan oleh motor, yang digerakkan oleh baterai, dilengkapi pada turbin untuk keperluan darurat. Untuk mendapat tekanan ekstraksi yang konstan dari kedua lintas-buang, turbin dilengkapi dengan pengatur tekanan jenis selofan (cellophane) dengan kepekaan tinggi. Turbin dilengkapi dengan alat proteksi berikut: peralatan pemutus-hubung kepesatan-lebih (jenis sentrifugal), relai perpindahan aksial, relai pemutus-hubung kevakuman rendah dan peralatan pemutus-hubung turbin yojana (remote).

11.10. EKSPANSI TERMAL TURBIN

Bila akhirnya turbin telah terpasang pada rangka pondasi, turbin mempunyai titik tetap tunggal relatif terhadap mana turbin itu berekspansi bila dipanaskan selama operasinya. Biasanya titik tetap itu ditempatkan



Gambar 11-29. Turbin PT-50-130/13 (VPT-50-3) (L.M.W.).



Gambar 11-30. Metode penyokongan dan penguksuhan turbin buatan L.M.W. 25.000 kW pada pondasinya.

1-2-rangka pondasi (silinder tekanan-rendah); 3-pasak memanjang (silinder tekanan-rendah); 4-pasak melintang (silinder tekanan-rendah); 5-pasak baji; 6-bantalan tengah; 7-pasak melintang (silinder tekanan-rendah); 8-pasak vertikal (silinder tekanan-tinggi); 9 dan 10-pasak melintang (silinder tekanan-tinggi); 11 dan 12-pasak vertikal (silinder tekanan-tinggi); 13 dan 14-pasak memanjang (bantalan depan); 15 dan 16-pasak memanjang (bantalan tengah); 17-baut bantalan depan; 18-kuda-kuda penyokong

kan di bawah silinder tekanan-rendah dan terletak pada bidang vertikal turbin. Ekspansi termal turbin dalam arah radial dan aksial disediakan oleh pasak pengarah khusus, yang ditempatkan pada rangka pondasi dan stator turbin. Ekspansi termal terjadi selama penstartan dan pembebanan turbin dan selama pengurangan beban dan penstopan turbin, rotor dan stator akan memendek. Gambar 11-30 menunjukkan berbagai pasak pengarah, dan lain-lain untuk penyebarisan (alignment) turbin AT-25-1 buatan L.M.W. Stator silinder tekanan-rendah ditumpu pada rangka pondasi 1 dan 2. Titik tetap turbin terletak pada perpotongan sumbu kedua pasak pengarah 3 dan 4. Pasak 4 mencegah ekspansi ke arah belakang turbin. Pasak dengan permukaan miring 5 memungkinkan terjadinya ekspansi memanjang dan melintang silinder tekanan-rendah. Perpindahan silinder tekanan-rendah akan menyebabkan bantalan tengah bergerak ke depan dengan pasak 15 dan 16 yang mengarahkannya. Ujung depan silinder tekanan-rendah dan braket (bracket) penumpu tengah diseter dengan bantuan pasak vertikal 8. Silinder tekanan-tinggi bertumpu pada kolom bantalan tengah dan depan. Penyebarisan (alignment) aksial silinder tekanan-tinggi dikukuhkan oleh dua pasak vertikal 11 dan 12. Penyenteran silinder tekanan-tinggi yang tepat, sementara ekspansi termal terjadi, dipastikan oleh pasak memanjang 13 dan 14 yang terletak di bawah braket bantalan depan dan pasak melintang 9 dan 10 maupun pasak vertikal 11 dan 12. Untuk memastikan pergerakan bebas braket bantalan depan, yang disebutkan terakhir ini dikukuhkan ke rangka pondasi (bedplate) dengan memakai baut khusus 17. Baut-baut ini diselipkan ke dalam lubang lonjong yang memungkinkan terjadinya gerakan bebas blok. Ruang bebas sebesar 0,05 mm diberikan di antara mur dan cincin (washer) baut-baut itu untuk keperluan yang dimaksud ini. Permukaan gelincir braket diasah untuk dapat meluncur pada permukaan dukung rangka pondasi.

Perpindahan memanjang braket bantalan depan adalah kira-kira 9 mm untuk turbin AT-25-1.

Pertambahan panjang maksimum turbin tergantung pada konstruksinya dan kondisi-kondisi kukus. Ekspansi linear maksimum untuk turbin tekanan-tinggi dua-silinder kadang-kadang dapat mencapai nilai 11 sampai 12 mm.

BAGIAN DUA
**DESAIN DAN KONSTRUKSI
KOMPONEN-KOMPONEN
TURBIN UAP**

Bab Duabelas

KONSTRUKSI SILINDER DAN RINCIANNYA

12.1. BENTUK SILINDER, BAHAN DAN DESAIN

Stator turbin mempunyai bentuk yang rumit; sering diameternya bervariasi menurut panjangnya untuk dapat mencakupkan ruang-ruang uap untuk suplai uap ke seluruh tingkatnya, untuk dapat mengakomodasikan rotor yang diameternya terus membesar pada ujung tekanan-rendahnya dan pemipaan buang maupun ruang lintas-buang atau titik-titik ekstraksi jika memang ada. Pemipaan buang turbin-turbin kondensasi kapasitas besar sangat menonjol dalam hal ukuran-ukurannya yang besar. Berbagai bentuk konstruksi stator dapat dilihat dari Gambar 10-1, 10-4, 10-5, 10-8, 11-13, 11-17, 11-24 dan 11-25. Silinder turbin biasanya mempunyai flens mendatar, yang harus ada untuk perakitan turbin, dan satu atau dua flens vertikal yang membantu dalam lebih menyederhanakan pencetakan maupun pemesinannya.

Bahan yang dipakai untuk pembikinan silinder turbin umumnya adalah baja dan besi cor, fabrikasi dengan las-lasan sering juga dipakai. L.M.W. dalam desainnya yang terakhir (VK-50, VK-100, SVK-150, PVK-200, SKK-300, dan lain-lain) telah memakai fabrikasi las-lasan untuk ujung tekanan-rendah turbin-turbin yang disebutkan ini. Pada konstruksi turbin-turbin ini, hanya braket bantalan yang dibuat dari bahan coran.

Silinder untuk turbin kapasitas kecil dan menengah dengan tekanan awal uap setinggi 12 sampai 16 ata dan temperatur 250°C biasanya terbuat dari besi cor. Akan tetapi, beberapa di antara pabrik telah memakai besi cor perlit (pearlite) khusus untuk turbin-turbin yang beroperasi dalam jangka 350°C atau bahkan sampai 400°C bila turbin mempunyai kapasitas yang cukup kecil. Bahan yang paling banyak dipakai untuk konstruksi silinder turbin adalah baja karbon. Baja karbon ini dipakai untuk turbin-turbin yang beroperasi dengan temperatur awal uap 400 sampai 425°C pada tekanan 35 sampai 40 ata.

Bagian tekanan-tinggi turbin yang beroperasi pada kondisi awal uap yang tinggi, super-tinggi dan super-kritis dibuat dari baja paduan khusus yang mahal dengan elemen tambahan seperti krom, nikel, molibdenum, wolfram, vanadium dan elemen-elemen lainnya.

Bersama dengan konstruksi rangka-tunggal yang sudah lazim, untuk turbin-turbin tekanan-tinggi dan temperatur-tinggi konstruksi rangka-ganda telah menjadi menarik perhatian pada waktu ini. Satu contoh konstruksi yang demikian ditunjukkan pada Gambar 11-6. Ruang di antara kedua dinding rangka diisi dengan uap tekanan-menengah. Oleh sebab itu tebal dinding untuk rangka dan ukuran-ukuran flens ternyata agak lebih tipis dibandingkan dengan konstruksi rangka-tunggal yang biasa. Kerumitan konstruksi dinding-ganda diimbangi oleh penghematan baja paduan mahal yang dipakai, karena pada konstruksi dinding-ganda hanya dinding dalam yang dibuat dari baja paduan, rangka luar dibuat dari baja yang lebih murah atau kadang-kadang dari baja karbon biasa. Pemakaian konstruksi dinding-ganda menyederhanakan desain flens dan mengurangi perbedaan temperatur untuk flens-flens stator, dan lain-lain.

Stator haruslah cukup kuat untuk dapat memenuhi persyaratan kekuatan dan kekakuan pada kondisi operasi. Pemakaian semat, rusuk-rusuk silinderis dan tutup-tutup ujung akan menambah kekakuan silinder. Pipa-pipa buang untuk turbin kapasitas besar dilengkapi dengan rusuk-rusuk di dalamnya untuk menambah kekakuannya. Rusuk-rusuk ini juga bertindak sebagai pengarah untuk uap yang mengalir ke kondenser yang dengan demikian akan mengurangi kerugian kalor pada pemipaan buang tersebut.

Perhitungan Tebal Dinding

Disebabkan oleh bentuk silinder yang sangat rumit, perhitungan yang tepat untuk dinding silinder akan menjadi sangat sulit. Dengan mengabaikan pengaruh dinding samping, rusuk-rusuk penguksi, flens, variasi tekanan dan temperatur menurut panjangnya, dan lain-lain, kita dapat mengandaikan silinder itu berbentuk drum. Dalam hal ini gaya-gaya yang bekerja pada dinding stator dapat dinyatakan oleh rumus

$$\sigma = \frac{Dp}{2t}, \quad (12-1)$$

dengan D – diameter-dalam silinder, cm;

p – tekanan pengukuran (gauge) yang bekerja pada dinding, kg/cm^2 ;

δ – tebal dinding silinder, cm.

Tekanan yang diperbolehkan untuk besi cor adalah kira-kira 200 kg/cm^2 dan untuk baja kira-kira 500 kg/cm^2 .

Dari pertimbangan-pertimbangan fasilitas pencoran, dan lain-lain, dinding silinder sering dibuat jauh lebih tebal daripada yang diperoleh dari Persamaan (12-1) di atas.

Flens dan Baut

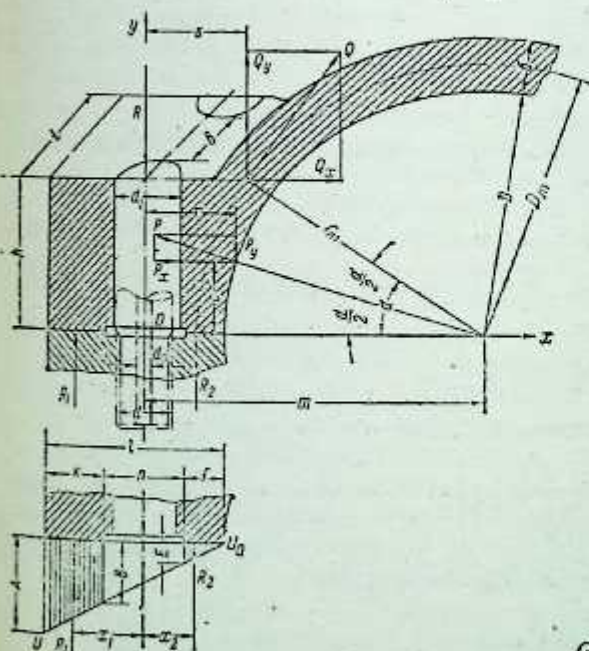
Flens silinder turbin beroperasi pada kondisi kompresi dan lenturan. Akan tetapi, pendesainannya hanya didasarkan pada gaya-gaya lentur yang ada.

Gambar 12-1 menunjukkan penampang flens dengan ukuran-ukuran utama dan gaya-gaya yang bekerja pada flens dan baut. Tebal flens adalah h , jarak antara titik sumbu lubang baut adalah t . Jarak b antara ujung-ujung lubang baut dipilih sesuai dengan kekuatan bahan yang dipakai untuk flens dan baut. Ukuran-ukuran lain yang ditunjukkan pada Gambar 12-1 dipilih menurut yang sepantasnya agar sesuai dengan desain yang dimaksudkan ini.

Desain flens didasarkan pada tekanan pengukuran $\Delta p = p_i - p_o$, (p_i tekanan uap di dalam silinder dan p_o tekanan di luar silinder). Untuk silinder dengan konstruksi dinding-ganda, p_o tekanan sisi luar untuk dinding-dalam dan tekanan-dalam untuk dinding luar.

Gaya-gaya utama yang bekerja pada flens akibat perbedaan tekanan diperoleh dari:

$$\left. \begin{aligned} Q &= \frac{Dt}{2} \Delta p; \\ Q_x &= Q \sin \alpha = \frac{Dt}{2} \Delta p \sin \alpha; \\ Q_y &= Q \cos \alpha = \frac{Dt}{2} \Delta p \cos \alpha; \\ P &= Dt \Delta p \sin \frac{\alpha}{2}; \\ P_x &= P \cos \frac{\alpha}{2} = Dt \Delta p \sin \frac{\alpha}{2} \cos \frac{\alpha}{2} \\ &= \frac{Dt}{2} \Delta p \sin \alpha; \\ P_y &= P \sin \frac{\alpha}{2} = Dt \Delta p \sin^2 \frac{\alpha}{2}. \end{aligned} \right\} \quad (12-2)$$



Gambar 12-1. Ukuran-ukuran utama flens turbin.

Momen yang bekerja pada flens akibat perbedaan tekanan diberikan oleh

$$M_p = Q_y s - Q_x h + P_y r + P_x c, \quad (12-3)$$

di mana,

$$s = m - \frac{D_{\text{rata-rata}}}{2} \cos \alpha;$$

$$r = m - \frac{D}{2} \cos \frac{\alpha}{2};$$

$$c = \frac{D}{2} \sin \frac{\alpha}{2}.$$

Nilai α diperoleh dari rincian dan ukuran konstruksi stator dan flens turbin.

Untuk memastikan diperolehnya sambungan ketat di antara flens dengan flens lainnya kita akan mengandaikan bahwa untuk gaya tarik sebesar R bekerja pada baut, dan pada tekanan yang diperhatikan (gaya reaksi), tekanan yang dikerjakan pada permukaan flens menurut panjang l bervariasi secara linear dan dilukiskan oleh garis $u_0 u$. Kondisi ini menunjukkan bahwa flens disambung rapat pada ujung sebelah dalam (titik u_0 pada Gambar 12-1). Momen kedua gaya reaksi yang berlawanan arah R_1 dan R_2 yang bekerja pada permukaan, diberikan oleh persamaan

$$M_r = R_2 x_2 - R_1 x_1. \quad (12-4)$$

Dari mekanika dasar kita ketahui bahwa untuk setiap sistem yang berada dalam keseimbangan, penjumlahan momen semua gaya yang bekerja padanya adalah sama dengan nol. Karena flens hendak disesain untuk kekuatan yang cukup pada penampang minimum bh , kita akan mengambil penjumlahan momen semua gaya yang bekerja terhadap penampang ini

$$M_p + M_r = Q_y s - Q_x h + P_y r + P_x c + R_2 x_2 - R_1 x_1 = 0, \quad (12-5)$$

(di sini tanda positif menandakan momen untuk arah yang berlawanan dengan arah jarum jam dan tanda negatif untuk arah yang searah dengan arah jarum jam). Gaya-gaya yang bekerja pada penampang bh flens tersebut dapat diperoleh dari persamaan

$$R_1 x_1 = M_p - R_2 x_2. \quad (12-6)$$

Dalam Persamaan (12-6) besaran-besaran yang tidak diketahui adalah x_1 , x_2 , R_1 dan R_2 yang dapat ditentukan dari hubungan-hubungan berikut.

Dari Gambar 12-1 kita peroleh bahwa,

$$\left. \begin{aligned} x_2 &= \frac{n}{2} + \frac{l}{3}; \\ x_1 &= \frac{n}{2} + k_1 = \frac{n}{2} + \frac{k}{3} \times \frac{2A+B}{A+B}, \end{aligned} \right\} \quad (12-7)$$

dengan k_1 -jarak dari sisi B trapesium ke titik bobotnya.

Pada persamaan di atas nilai-nilai A dan B tidak diketahui. Untuk menentukan nilai x kita akan mensubstitusikan hubungan

$$B = \frac{n+l}{l} \times A. \quad (12-7a)$$

Dengan mensubstitusikan nilai N dari Persamaan (12-11) ke dalam Persamaan (12-8), nilai-nilai R_1 kita akan peroleh

$$x_1 = \frac{n}{2} + \frac{k}{3} \times \frac{2l+n+l}{l+n+l}. \quad (12-7b)$$

Nilai-nilai R_1 dan R_2 dapat ditentukan dari persamaan berikut

$$\left. \begin{aligned} R_1 &= \frac{M_p}{x_1 + x_2 N}; \\ R_2 &= N R_1. \end{aligned} \right\} \quad (12-8)$$

Dari Gambar 12-1 kita peroleh bahwa nilai $N = R_2/R_1$ diberikan oleh

$$N = \frac{lE}{k(A+B)}; \quad (12-9)$$

$$E = \frac{f}{l} \times A. \tag{12-10}$$

Dengan mensubstitusikan nilai B yang diperoleh dari Persamaan (12-7a) dan nilai E dari Persamaan (12-10) ke dalam Persamaan (12-9), kita peroleh

$$N = \frac{f^2}{k(l+n+f)}. \tag{12-11}$$

Dengan mensubstitusikan nilai N dari Persamaan (12-11) ke dalam Persamaan (12-8) nilai-nilai R_1 dan R_2 dapat ditentukan.

Gaya lentur pada penampang bh flens tersebut, ditentukan dari hubungan:

$$\sigma_f = \frac{R_1 x_1}{W_f} = \frac{6R_1 x_1}{bh^2}. \tag{12-12}$$

Tekanan-tekanan sebesar 300 kg/cm^2 dapat diperbolehkan untuk besi cor kelas tinggi. Untuk baja dalam jangka temperatur sampai 350°C , nilai σ_f dapat diambil 50% dari batas mulur (flow limit). Dalam hal flens yang beroperasi pada temperatur yang tinggi, tegangan yang diperbolehkan dipilih dengan memperhatikan faktor mulur (creep) untuk bahan yang dipakai.

Gaya yang dikerjakan pada baut adalah

$$R = R_1 + R_2 + P_y + Q_y. \tag{12-13}$$

Tegangan tarik pada penampang minimum baut, yakni, pada penampang akar ulir akan sebesar

$$\sigma_b = \frac{R}{F_{\min}} = \frac{4R}{\pi d_{\min}^2}, \tag{12-14}$$

dengan d_{\min} - diameter baut pada akar ulir.

Dengan mengandaikan tegangan yang dikenakan, diameter diperoleh sebagai

$$d_{\min} = \sqrt{\frac{4R}{\pi\sigma_b}}. \tag{12-14a}$$

Dengan memperhatikan kekurangan metode desain, pengaruh mulur (creep) pada baut pada temperatur tinggi, tegangan awal baut yang tidak diketahui pada waktu perakitan, adalah biasa disarankan oleh pembuat turbin, berdasarkan pengalaman-pengalaman yang dimiliki, untuk mengambil tegangan awal kira-kira sebesar 20 sampai 40% dari nilai R sehingga tegangan awal yang dialami oleh baut sewaktu diketatkan adalah

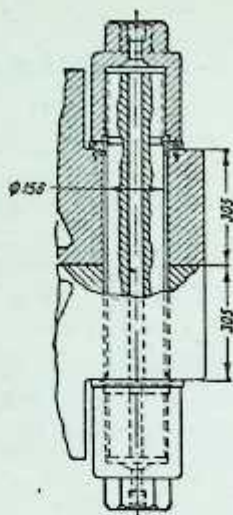
$$R_0 = (1,2 \text{ sampai } 1,4) R. \tag{12-15}$$

Keketatan sambungan flens untuk periode operasi antara perbaikan menyeluruh (overhaul) (8.000 sampai 20.000 jam) sangat tergantung pada tegangan awal baut maupun metode pengetatan.

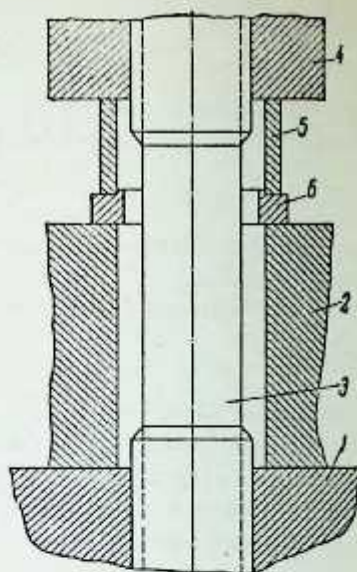
Baut flens silinder tekanan-menengah dan -rendah biasanya diketatkan sewaktu dalam keadaan dingin dengan bantuan kunci baut berlengan panjang. Baut dengan diameter 70 sampai 80 mm diketatkan sesudah baut tersebut dipanaskan sampai merah pijar baik dengan nyala api ataupun dengan arus listrik frekuensi tinggi. Baut dan mur flens diberi berlubang agar memudahkan pemanasannya seperti yang ditunjukkan pada Gambar 12-2. Sesudah pengetatan awal, baut kemudian dipanaskan secara berpasangan pada masing-masing sisi silinder hingga mencapai temperatur yang tertentu. Baut akan mengembang yang memungkinkan untuk melakukan pengetatan lanjut sampai derajat yang diinginkan. Metode pengetatan baut dengan pra-pemanasan yang disebutkan di atas akan meniadakan tegangan puntir tambahan yang tidak bisa dihindarkan bila baut diketatkan dalam keadaan dingin.

Beberapa di antara pabrik terkemuka memakai cincin khusus di antara sambungan flens masif (masive) agar diperoleh elastisitas sambungan yang diperlukan (Gambar 12-3).

Bahan yang dipakai untuk pembikinan baut tergantung pada kebutuhan tegangan dan temperatur pemanasan baut-baut tersebut pada kondisi operasi yang normal. Baut flens untuk turbin yang beroperasi dalam jangka temperatur yang tidak lebih dari 300 sampai 320° dapat dibuat dari baja karbon No. 35 atau 45. Untuk pemakaian-pemakaian temperatur yang lebih tinggi dibuat dari baja krom-molibdenum 30 XM (C-0,25 sampai 0,35%; Si-0,17 sampai 0,37%; Mn-0,4 sampai 0,7%; Cr-0,8 sampai 1,1%; Ni-0,4%; Mo-0,15 sampai 0,25%; S \leq 0,04% dan P \leq 0,04%) dan 35XM (C-0,3 sampai 0,4%; Si-0,17 sampai 0,37%; Mn-0,4 sampai 0,7%; Cr-0,8 sampai 1,1%; Ni \leq 0,4%; Mo-0,15 sampai 0,25%; S \leq 0,04% dan P \leq 0,04%) maupun baja wolfram-molibdenum (1% W, 0,6% Cr, 0,5% Mo).



Gambar 12-2. Baut flens untuk silinder tekanan-tinggi.



Gambar 12-3. Baut flens untuk turbin tekanan-tinggi buatan B.B.C. dengan tekanan-lawan. 1-flens bawah; 2-flens atas; 3-baut; 4-mur; 5-cincin silindris; 6-cincin penyambung khusus.

Tegangan yang diizinkan pada beberapa baut diberikan dalam Tabel 12-1.

Tabel 12-1

Tegangan yang Diizinkan untuk Baut Flens (kg/cm^2)

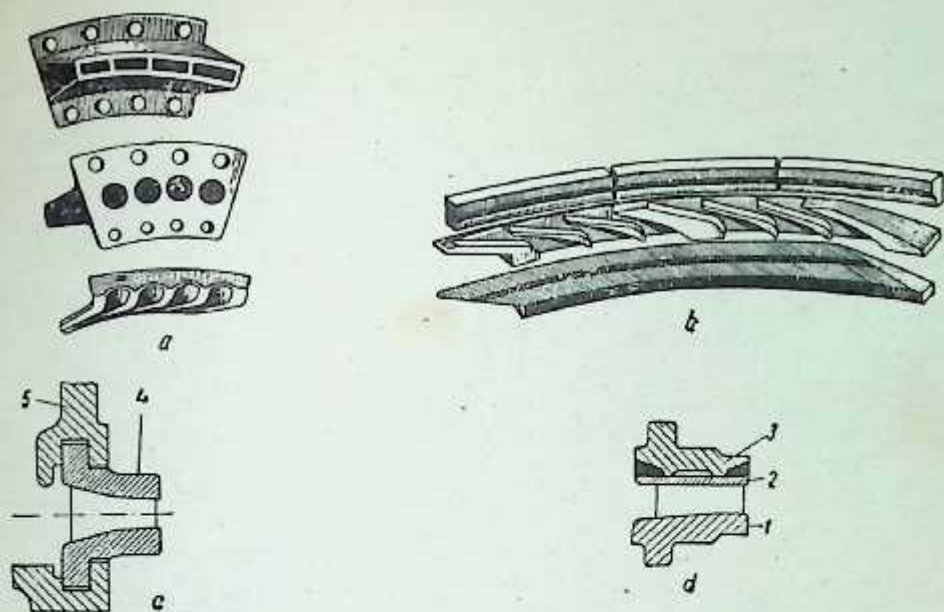
Jenis baja \ Temperatur, °C	315	315-400	400-455	455-510
Baja karbon (0,35%)	1.270	—	—	—
Baja krom-molibdenum	1.750	1.550	—	—
Baja wolfram-molibdenum	1.750	1.550	1.270	900

12.2. KONSTRUKSI NOSEL DAN SUDU PENGARAH

a) **Nosel.** Nosel tingkat pertama dibuat dalam berbagai bentuk. Dulu nosel dibuat dari segmen-segmen coran; untuk turbin tekanan-tinggi dan -menengah dari baja dan untuk turbin tekanan-rendah dari besi cor (Gambar 12-4a). Permukaan nosel dihaluskan dengan tangan yang membutuhkan banyak pekerjaan. Sekalipun penghalusan dengan tangan dikerjakan dengan cermat, penghalusan yang diperoleh masih jauh dari memuaskan, yang menyebabkan kerugian yang besar pada gesekan nosel.

Metode pembuatan nosel yang lebih memuaskan adalah jenis rakitan dengan sudu-sudu yang dihaluskan dengan mesin fris (milling machine) seperti yang ditunjukkan pada Gambar 12-4b. Metode lain pembuatan nosel yang difris ditunjukkan pada Gambar 12-4c.

Metode ini ternyata banyak juga dipakai. Nosel yang dicor dalam satu kesatuan dengan diafragma pertama dan di mesin seluruhnya sekarang ini banyak dipakai. Jenis nosel ini ditunjukkan pada Gambar 12-4d. Cincin-dalam diafragma 1 merupakan dinding-dalam nosel dan dinding-luar diperoleh dengan memasang bilah-bilah 2 pada mahkota orifis nosel. Bilah-bilah ini dilaskan pada mahkota profil sudu untuk mendapatkan permukaan laluan nosel yang mulus. Cincin penguat khusus 3 kemudian dilaskan pada sisi luar bilah-bilah tersebut seperti yang ditunjukkan pada Gambar 12-4d. Segmen-segmen nosel terakit jenis yang ditunjukkan pada Gambar 12-4c dan 12-4d dipakai oleh L.M.W. untuk turbin-turbin tekanan



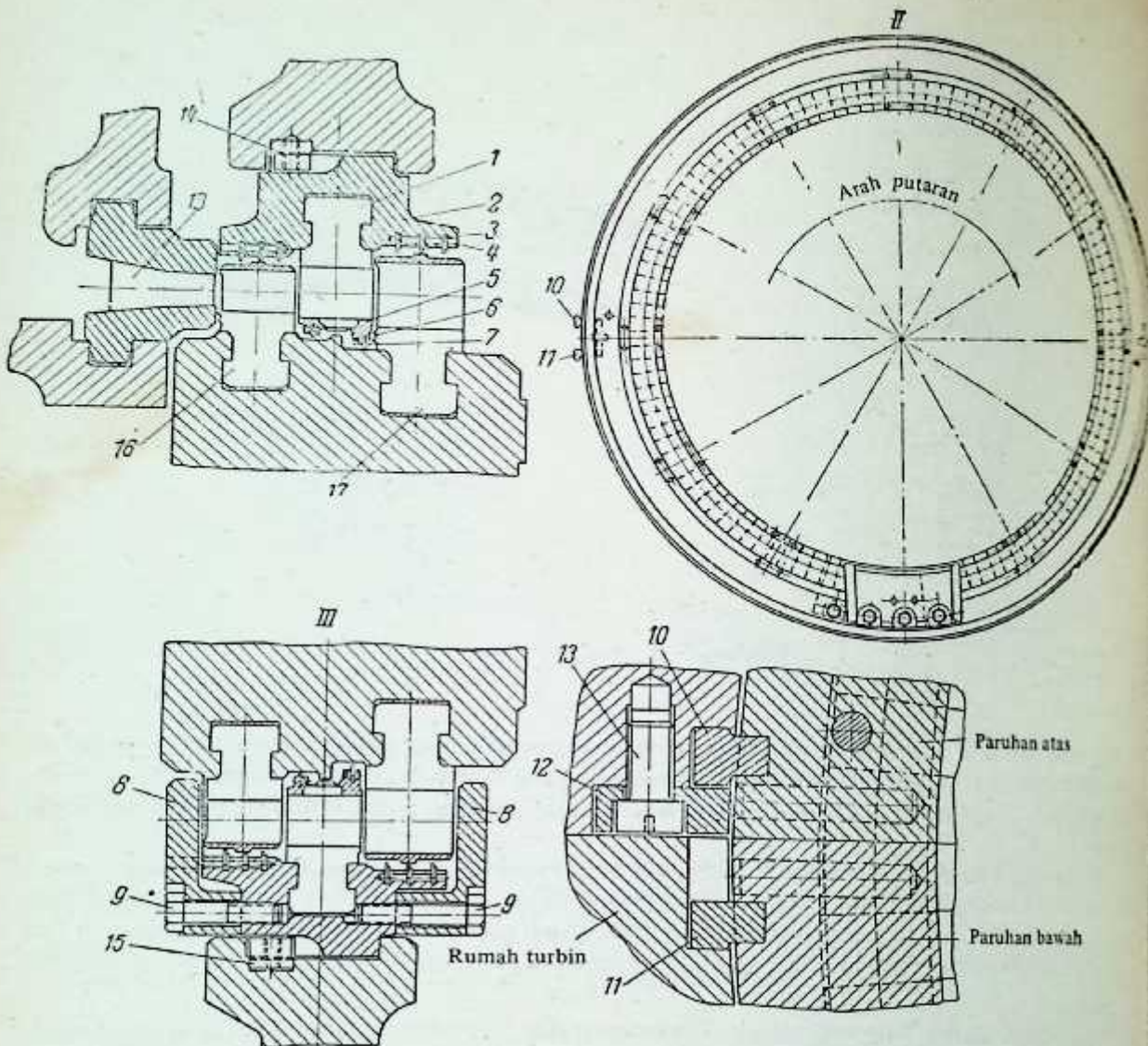
Gambar 12-4. Nosel turbin uap.

tinggi yang dibuat di sana. L.M.W. membuat cincin-cincin nosel untuk turbin-turbin tekanan-rendahnya dari baja tahan karat. Segmen nosel berupa bagian-bagian yang dilas atau rakitan diikatkan pada ujung depan silinder turbin atau langsung ke kotak nosel seperti yang dilakukan untuk turbin-turbin tekanan-tinggi buatan L.M.W.

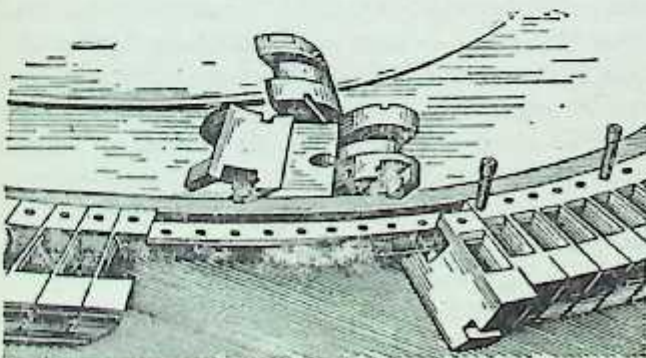
Tergantung pada penurunan kalor teoretis yang terjadi pada nosel pengatur, laluanannya dibuat konvergen maupun konvergen-divergen. Penurunan kalor yang terjadi pada nosel turbin tekanan-tinggi adalah relatif kecil dan karena nosel konvergen diketahui adalah lebih stabil efisiensinya pada beban-beban di luar yang didesain, nosel konvergen ini lebih disukai daripada nosel konvergen-divergen untuk turbin-turbin ini.

b) **Sudu Pengarah Tingkat-Pengatur.** Tingkat-pengatur dua baris banyak dipakai untuk tingkat pertama turbin kapasitas besar dan menengah. Uap yang mengalir keluar dari sudu gerak baris pertama diarahkan ke seperangkat sudu pengarah yang dimasukkan untuk mengubah arah aliran uap agar sesuai dengan sudut masuk sudu-gerak baris kedua. Bila turbin diberi pemasukan parsial (partial admission) sudu pengarah tingkat pengatur harus juga sesuai dengan pemasukan parsial tersebut. Akan tetapi, dalam hal turbin dengan derajat pemasukan parsial yang besar, sudu pengarah sesudah tingkat pertama dipasang penuh pada keliling cakram. Sudu pengarah diikatkan pada tabung khusus yang kemudian dipasang pada rumah turbin. Contoh konstruksi nosel dan sudu pengarah untuk tingkat-pengatur dua baris turbin tekanan-tinggi adalah turbin yang dibuat oleh L.M.W. yang ditunjukkan pada Gambar 12-5. Sistem sudu pengarah turbin VK-100-2 dan turbin tekanan-tinggi lainnya yang dibuat oleh L.M.W. terdiri dari dua tabung (liner): satu tabung atas dan satu lagi tabung bawah. Tabung ini ditempatkan di dalam alur yang dibubut pada paruhan silinder atas dan bawah. Tabung ini disebariskan sepantasnya dengan bantuan pasak 14 dan 15 dan semat 10 dan 11. Semat (lug) ini diselipkan ke dalam alur yang difris pada rumah turbin (casing). Semat pada rumah turbin paruhan atas dipegang oleh pasak 12 yang diikatkan pada rumah turbin oleh sekerup 13. Jadi bila baut-baut rumah turbin bagian atas dibuka dan dikeluarkan, tabung-tabung pengarah juga akan terangkat bersama-sama dengannya. Perapat-perapat labirin 3 dan 6 dipasang pada sudu-gerak dan sudu pengarah untuk memperkecil kebocoran uap. Perapat-perapat labirin ini sangat penting untuk turbin-turbin tekanan-tinggi, yang mempunyai derajat reaksi tertentu pada sudu pengarah tingkat-pengatur. Bilah-bilah labirin dibuat tajam pada ujung-ujungnya, kira-kira 0,5 mm tebalnya, dan mempunyai ruang bebas radial (radial clearance) kira-kira 1,5 sampai 2,5 mm.

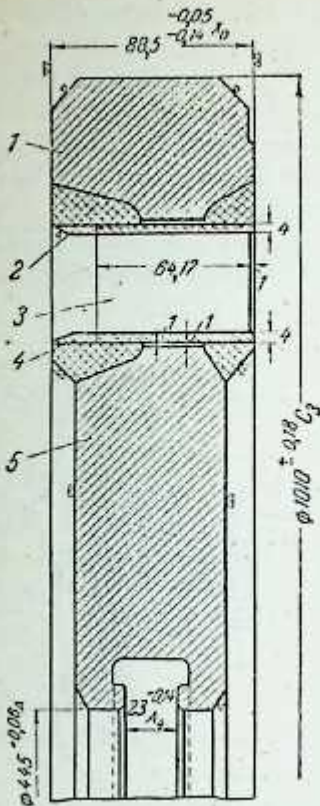
c) **Nosel Rakitan.** Lualan nosel dan diafragma tingkat tekanan biasanya adalah konstruksi rakitan (untuk beberapa tingkat yang pertama) seperti yang ditunjukkan pada Gambar 12-6 (konstruksi lama)



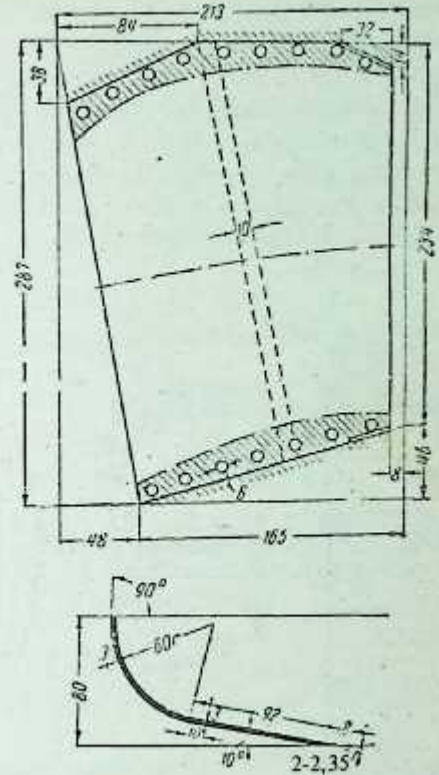
Gambar 12-5. Nosel dan sudu pengarah untuk tingkat-pengatur turbin tekanan-tinggi buatan LMV
 1—sudu pengarah; 2—tabung (liner) atas untuk sudu pengarah; 3—bilah perapat labirin (untuk sudu gerak); 4—pemegang bilah labirin; 5—cincin selubung untuk sudu pengarah; 6—bilah labirin untuk sudu pengarah; 7—pemegang bilah; 8—selubung samping; 9—baut untuk pengikat selubung; 10—semat tabung (liner) atas; 11—semat tabung bawah; 12—pasak semat tabung atas; 13—sekerup untuk mengukuhkan pasak ke tabung; 14—pasak penyebaris tabung atas; 15—pasak penyebaris tabung bawah; 16 dan 17—sudu-gerak baris pertama dan kedua tingkat-pengatur.



Gambar 12-6. Nosel yang dirakit pada diafragma



Gambar 12-7. Nosel yang dilas buatan Kharkov Turbine Works.
1—tabung; 2—bilah atas; 3—sudu pengarah; 4—bilah dalam; 5—badan diafragma.



Gambar 12-8. Sudu pengarah dari cetak-tempa (stamping) baja yang ditempatkan pada diafragma besi cor.

atau konstruksi las-lasan seperti yang ditunjukkan pada Gambar 12-7 (konstruksi yang sangat murah dan kuat) atau dibuat dengan mencor diafragma dengan sudu-sudu baja yang ditempatkan padanya seperti yang ditunjukkan pada Gambar 12-8 (biasanya untuk tingkat tekanan-rendah turbin kondensasi). Untuk mendapatkan sambungan yang lebih baik dan lebih kuat antara sudu-sudu baja dan diafragma besi cor, adalah biasa untuk membuat lubang atau lekuk pada profil sudu pada bagian sisi-sisinya. Bagian sudu yang ditempatkan/dintasukkan ke dalam diafragma dilapisi dengan timah putih untuk melindungi sudu-sudu dari aksi korosi asam besi cor cair.

12.3. KONSTRUKSI DIAFRAGMA

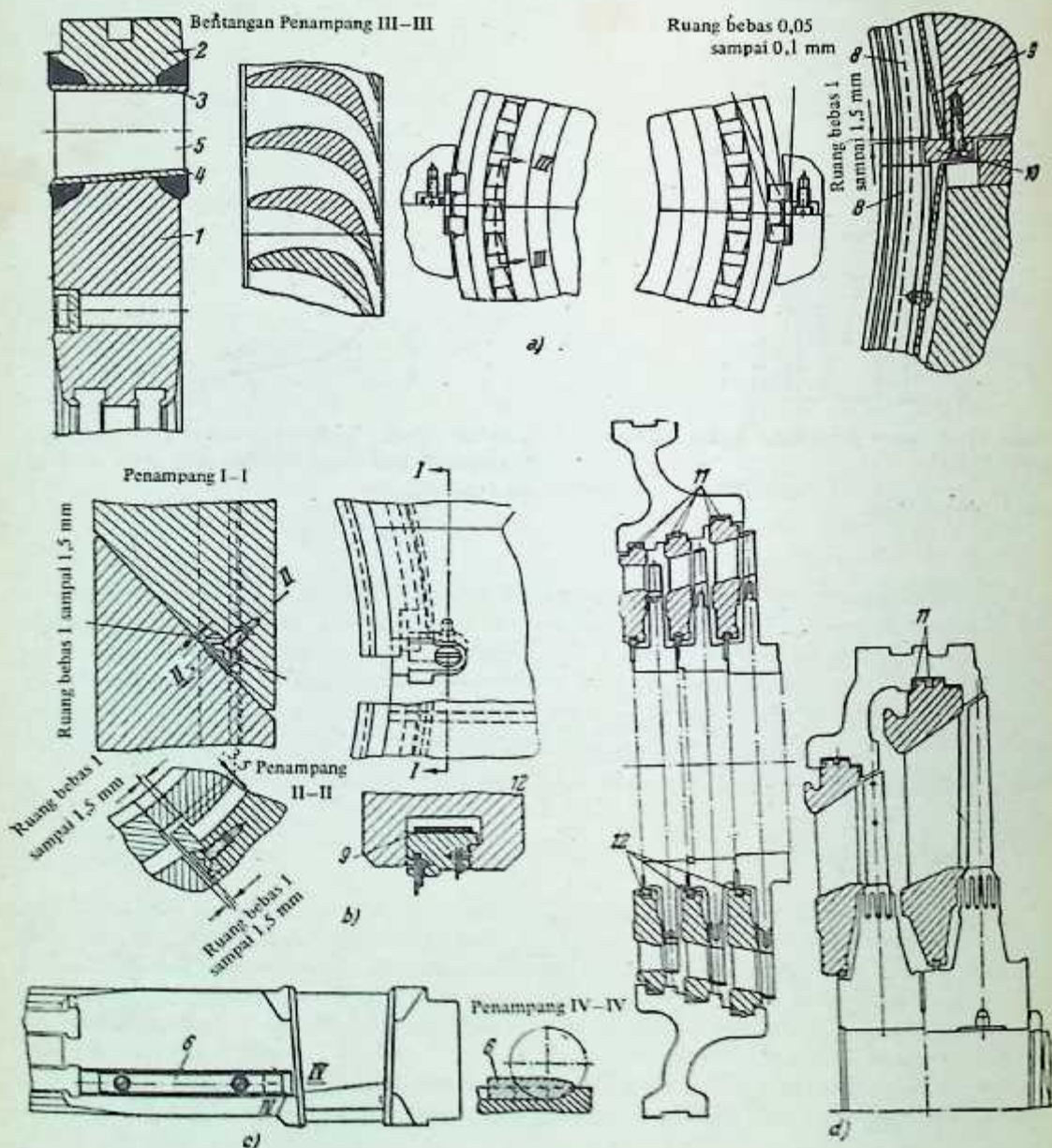
Diafragma terbuat dari dua bagian, separuh darinya diikatkan pada paruhan bawah silinder dan bagian lainnya pada paruhan atas silinder. Diafragma dapat ditempatkan baik langsung pada alur yang difris pada silinder maupun pada tabung (liner) khusus yang diberikan pada rumah turbin. Celah disediakan di antara diafragma dan alur silinder atau tabung untuk dapat memberikan keleluasaan untuk ekspansi diafragma. Ruang bebas radial biasanya adalah dalam orde 0,003 sampai 0,004 kali diameter diafragma dan ruang bebas aksial dari 0,1 sampai 0,3 mm.

Diafragma dilapisi dengan lapisan tipis grafit sebelum memasukkannya ke dalam alur atau sebelum memasangnya pada tabung untuk mencegah lengketnya diafragma baik ke tabung maupun ke rumah turbin.

Beberapa tingkat pertama turbin tekanan-tinggi yang modern adalah konstruksi tempa dengan profil sudu dilaskan padanya; diafragma tekanan-rendah biasanya adalah dari besi cor dengan sudu yang dimasukkan padanya (Gambar 12-9). Diafragma tempaan dengan sudu yang difris dan yang dilaskan padanya banyak dipakai pada konstruksi-konstruksi lama untuk temperatur uap setinggi 200-250 sampai 400°C. Paruhan atas diafragma diikatkan pada rumah (casing) silinder sedemikian rupa sehingga menjadi suatu bagian terpadu rumah atas. Semua diafragma dilengkapi dengan perapat uap jenis labirin pada

keliling bagian dalamnya, yakni pada tempat kedudukan hub. Ada berbagai metode yang dipraktekan untuk mengonstruksi dan mengikat perapat ke diafragma; dapat berupa yang kaku atau yang fleksibel. Konstruksi jenis segmen yang fleksibel ditunjukkan pada Gambar 12-9 di mana pegas rata 9 memungkinkan pergerakan elemen perapat dalam arah radial. Gambar 12-10 menunjukkan metode yang dipakai untuk memasang diafragma baja dengan bagian sudu yang difris rakitan 1 pada rumah turbin. Penyebaran radial segmen-segmen sudu yang tepat dipastikan oleh enam semat 2. Semat ini terbuat dari baja pada bagian turbin tekanan-tinggi dan dari tembaga pada bagian turbin tekanan-rendah.

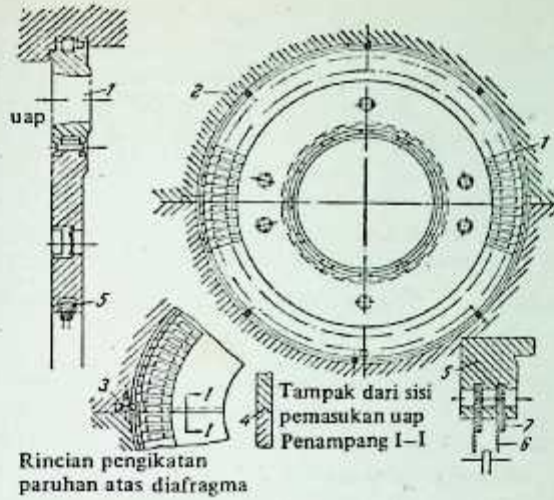
Paruhan atas dan bawah diafragma diikat ketat dengan bantuan pasak pengunci 4. Paruhan atas diafragma diikat pada silinder atau tabung dengan bantuan semat 3. Diafragma dilengkapi dengan perapat



Gambar 12-9. Diafragma buatan the Leningrad Metal Works.

a—diafragma yang dilas; b—penyambungan diafragma besi cor tekanan-rendah; c—metode pengikatan perapat uap pada diafragma; d—diafragma besi cor.

1—badan diafragma; 2—rim; 3—bilah selubung luar; 4—bilah selubung dalam; 5—profil sudu pengarah; 6—pasak pengunci; 7—semat untuk pemasangan diafragma pada tingkat tekanan-tinggi; 8—perapat labirin diafragma; 9—pegas rata; 10—semat pengikat perapat labirin; 11—semat radial dan aksial untuk penyenteran diafragma besi cor; 12—perapat labirin diafragma besi cor.



Rincian pengikatan paruhan atas diafragma

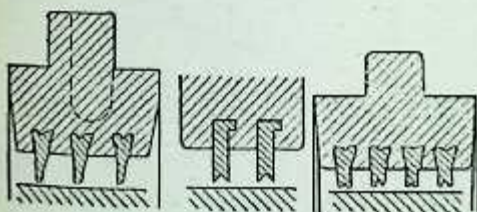
Gambar 12-10. Diafragma dengan sudurakitan
 1—sudu pengarah profil nosel; 2—semat penyenter; 3—semat untuk pengikatan diafragma; 4—pasak pengunci; 5—cincin perapat labirin; 6—bilah perapat; 7—pengkaku.

labirin 5 pada diameter dalamnya untuk mengurangi kebocoran uap melalui ruang bebas radial ini. Perapat ini biasanya terdiri dari enam segmen. Segmen-segmen ini tetap tertekan pada hub turbin oleh pegas rata sehingga ruang bebas radial tetap minimum.

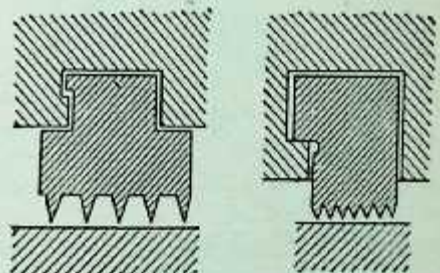
Ruang bebas radial δ antara perapat labirin dan hub cakram adalah, untuk tingkat tekanan-tinggi, dari 0,25 sampai 0,4 mm dan untuk tingkat tekanan-rendah dari 0,3 sampai 0,5 mm. Bila bilah tersebut diikat kaku pada diafragma, ruang bebas ini adalah dalam orde 0,4 sampai 0,6 mm.

Gambar 12-7 menunjukkan diafragma yang dibuat oleh Kharkov Turbine Works. Pada diafragma ini sudu-sudu langsung dilaskan pada pelek (rim). Sudu pengarah 3 ditempatkan di dalam alur yang dibuat pada bilah selubung atas dan bawah 2 dan 4 dan dilaskan padanya. Cincin sudu ini dan selubung atas dan bawah kemudian ditempatkan di antara badan diafragma 5 dan pada pelek (rim) terluar 1 dan akhirnya dilas untuk menjadikan konstruksi diafragma yang perlu. Karena diafragma mengalami beban tekanan yang besar, khususnya pada daerah tekanan-tinggi, perhatian harus benar-benar diberikan sewaktu memilih bahan untuk konstruksinya demikian juga dengan metode pemasangannya pada silinder. Diafragma dibuat dari baja krom, molibdenum dan nikel khusus untuk daerah temperatur tinggi dari turbin-turbin tekanan-tinggi. Beberapa tingkat pertama turbin tekanan-menengah kadang-kadang juga dibuat dari baja molibdenum 0,5%. Bilah perapat labirin diikatkan pada cincin pembawa (carrier ring) atau langsung dipakal ke dalam alur pada badan diafragma (Gambar 12-11). Perapat labirin jenis segmen yang dimesin ditunjukkan pada Gambar 12-12. Gambar 12-13 menunjukkan konstruksi beberapa di antara perapat labirin jenis fleksibel. Segmen-segmen pada mana bilah perapat dipakalkan, dimasukkan ke dalam alur yang dibuat pada badan diafragma. Segmen-segmen pembawa (carrier-segment) dibuat tetap tertekan pada hub turbin oleh pegas rata yang dipasang pada bagian belakangnya.

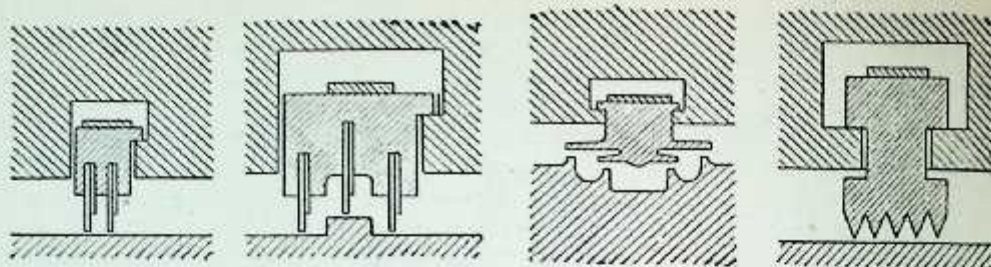
Gambar 12-14 menunjukkan pemasangan tabung pada rumah silinder untuk turbin buatan L.M.W. jenis VK-100-2. Ruang bebas selebar 1,5 mm diberikan di antara rim tabung dan alur di dalam rumah



Gambar 12-11. Paking labirin untuk diafragma.



Gambar 12-12. Paking labirin diafragma dengan bilah yang dimesin pada cincin perapat.

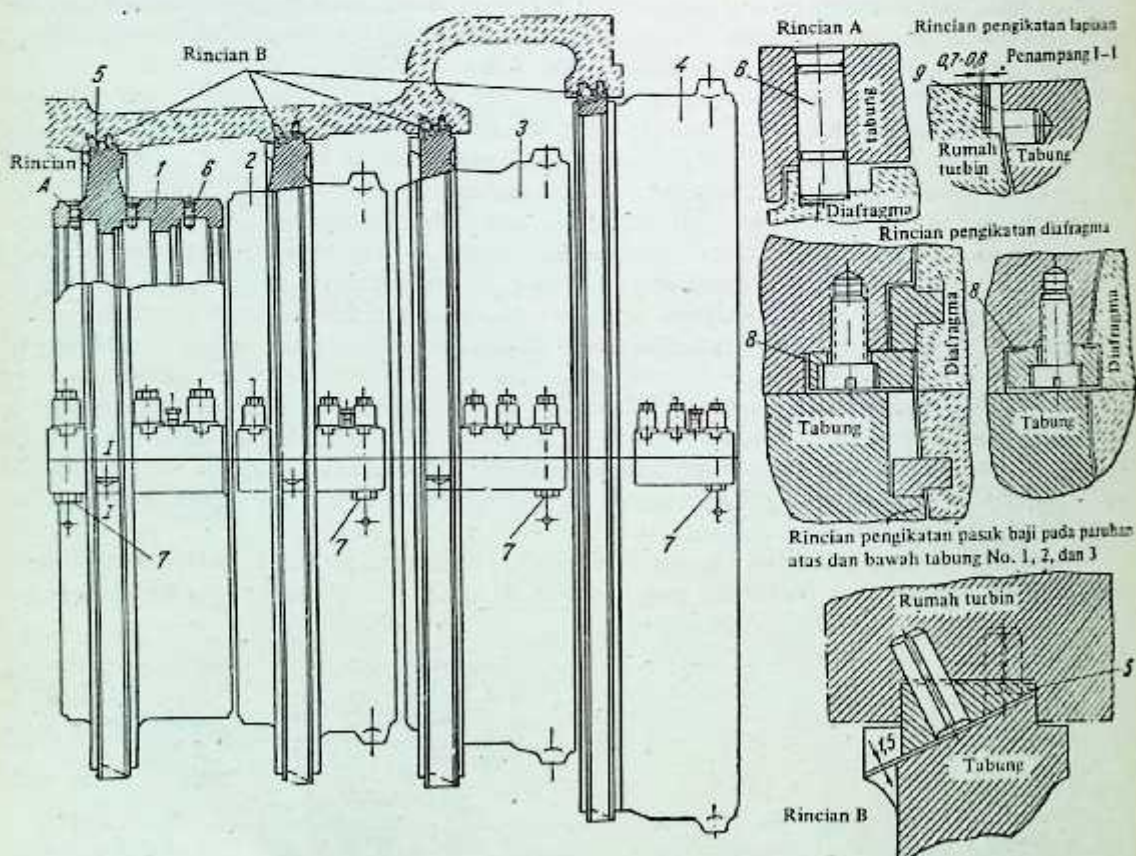


Gambar 12-13. Jenis-jenis perapat labirin untuk diafragma.

untuk dapat memungkinkan terjadinya ekspansi radial. Paruhan atas dan bawah tabung diikatkan bersama pada flens mendatarnya oleh pen khusus setelah memasukkan diafragma ke dalam alur-alurnya. Dua baut 7 diberikan untuk penyetelan yang tepat kedua tabung pada kedudukannya. Diafragma harus ditempatkan pada tabung sedemikian sehingga dapat mempertahankan ruang bebas yang seragam di antara diafragma dan tabung untuk tidak menghalangi ekspansi yang terjadi.

12.4. PERHITUNGAN DIAFRAGMA

Diafragma dan sudu-sudu yang dipasang padanya mengalami beban lentur yang disebabkan oleh perbedaan tekanan yang ada di antara kedua sisinya. Jika tekanan yang bekerja pada kedua sisi diafragma adalah p_1 dan p_1' (p_1 - tekanan uap sebelum diafragma dan p_1' adalah sesudahnya) beban pada diafragma adalah $\Delta p = p_1 - p_1'$. Ada berbagai metode praktis perhitungan ukuran-ukuran diafragma untuk men-



Gambar 12-14. Metode pengikatan lapisan diafragma pada rumah turbin (Turbin L.M.W. jenis VK-100-2). 1, 2, 3 dan 4 - tabung; 5 - pasak baji; 6 - semat untuk penyeteran diafragma; 7 - baut penyeter untuk tabung; 8 - pasak dan semat yang memegang paruhan atas diafragma pada kedudukannya bila rumah turbin bagian atas diambil; 9 - semat tabung.

dapatkan kekuatan dan kekakuannya yang kebanyakan didasarkan pada pengalaman berbagai pembuat turbin dan juga data percobaan yang tersedia. Metode perhitungan teoretis ternyata sangat sulit. Metode perhitungan yang disederhanakan, yang mengandaikan diafragma sebagai cakram yang berupa lingkaran, tidak memberikan hasil yang memuaskan.

Satu metode perhitungan yang disarankan oleh A.A. Moiseyev (Acuan 6) dan yang disistematikkan oleh G.S. Zhiritsky (Acuan 1) diberikan di bawah ini.

1. Diafragma yang dilas dan diafragma besi cor dengan sudu yang dicor.

Tegangan maksimum untuk diafragma yang tebalnya bervariasi (Gambar 12-15) diberikan oleh persamaan

$$\sigma = k_2 \cdot \frac{\Delta p \left(\frac{D}{10}\right)^2 I_{maks}}{I} \text{ [kg/cm}^2\text{]}, \tag{12-16}$$

dengan k_2 – koefisien yang tergantung pada perbandingan d/D (nilainya diambil dari grafik yang diberikan pada Gambar 12-16);

D – diameter-dalam rumah turbin, cm;

I_{maks} – tebal maksimum diafragma, cm;

I – momen inersia yang diandaikan sama dengan

$$I = I_t + I_{rim}, \text{ jika } I_t > I_{rim};$$

$$I = 2I_t, \text{ jika } I_t < I_{rim};$$

I_t – momen inersia diafragma relatif terhadap sumbu $x-x$, cm^4 ;

I_{rim} – momen inersia rim diafragma relatif terhadap sumbu $x-x$, cm^4 .

Gaya lentur maksimum pada sudu yang dilas, atau yang dipancangkan, pada diafragma akibat perbedaan tekanan adalah (tegangan akibat gaya dinamika gas diabaikan):

$$\sigma_u = \frac{1,2 \Delta p D_m (D_m - d) h}{z_1 W_x}, \tag{12-17}$$

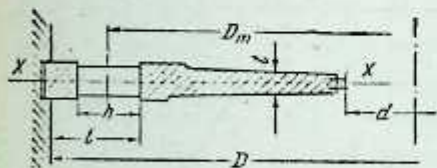
dengan z_1 – jumlah sudu pada diafragma;

W_x – momen perlawanan penampang sudu terhadap sumbu $x-x$ (Gambar 12-17), cm^3 ;

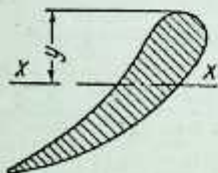
$$W_x = \frac{I_x}{y},$$

I_x – momen inersia penampang sudu terhadap sumbu $x-x$, cm^4 ;

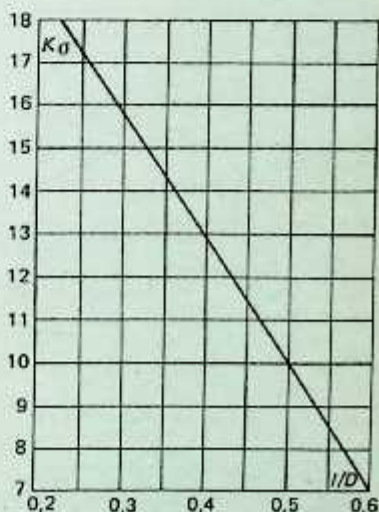
y – jarak antara sumbu $x-x$ dan ujung terluar penampang sudu, cm.



Gambar 12-15. Penampang diafragma besi cor.



Gambar 12-17. Penampang sudu pengarah.



Gambar 12-16. Koefisien k_2 untuk persamaan (12-16).

Lendutan maksimum diafragma pada diameter d diperoleh dengan jalan menjumlahkan lendutan sudu dan badan diafragma

$$\Delta = \Delta_b + \Delta_d,$$

dengan Δ_b – lendutan sudu dan Δ_d – lendutan badan diafragma.

Lendutan sudu diperoleh dari persamaan

$$\Delta_b = \frac{0,2 \Delta p D_m (D_m - d) h^2}{E I_{s, z_1}} \text{ [cm]}, \quad (12-15)$$

dengan E – modulus elastisitas bahan yang dipakai untuk sudu.

Lendutan badan diafragma adalah

$$\Delta_b = k_3 \frac{\Delta p \left(\frac{D}{10}\right)^4}{E I} \text{ [cm]}, \quad (12-16)$$

dengan k_3 – koefisien yang dipilih dari Gambar 12-18. Koefisien ini adalah fungsi perbandingan d/D untuk menentukan lendutan pada diameter cakram (pada perapat labirin pada diameter-dalam) dan fungsi d/D dan l/D untuk menentukan lendutan pada akar sudu;

E – modulus elastisitas bahan yang dipakai untuk badan diafragma (biasanya untuk besi cor, $E = 0,985 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2$);

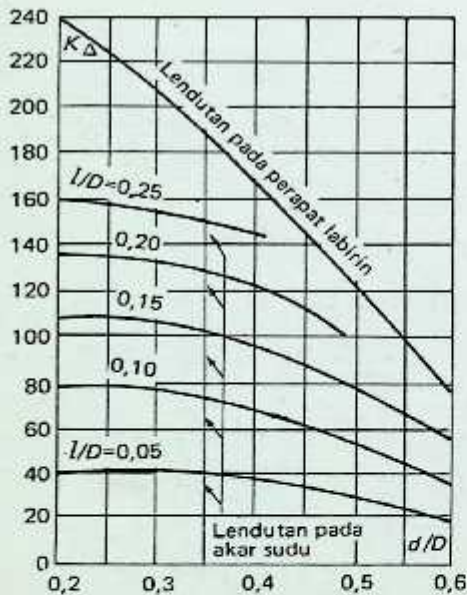
I – momen inersia seperti pada Persamaan (12-16).

Lendutan pada diameter d dan $D - 2l$ disamakan dengan ruang bebas aksial antara diafragma dan cakram sudu tingkat yang diperhatikan.

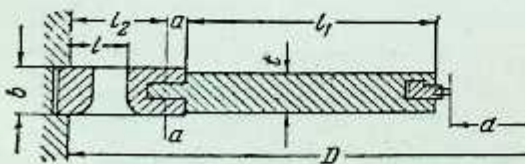
2. Diafragma yang dirakit.

Tegangan maksimum pada badan diafragma (Gambar 12-19) diperoleh dari persamaan

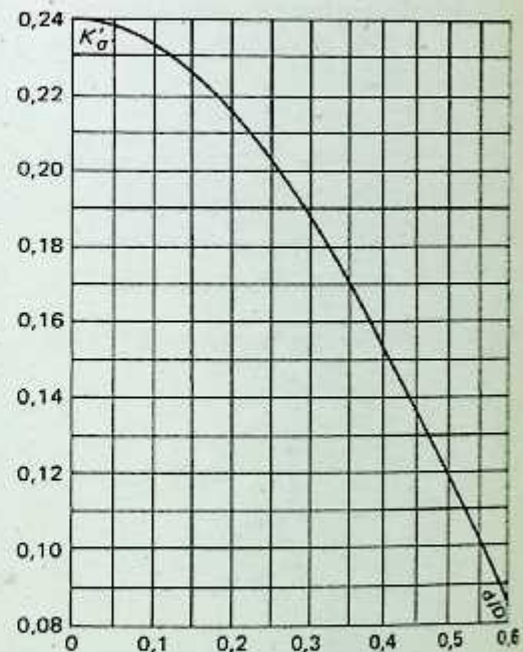
$$\sigma = k_5 \frac{\Delta p D^2}{l_1 t^2} \text{ [kg/cm}^2\text{]}, \quad (12-20)$$



Gambar 12-18. Koefisien k_D untuk persamaan (12-19).



Gambar 12-19. Penampang diafragma yang dirakit.



Gambar 12-20. Koefisien k_5 untuk persamaan (12-20).

dengan koefisien k_u diperoleh dari Gambar 12-20 dari perbandingan d/D yang diketahui. Tegangan pada sudu adalah

$$\sigma_u = k_u \frac{\Delta \rho D^2 l}{4z_1 W_x} \text{ [kg cm}^2\text{]}, \tag{12-21}$$

dengan koefisien k_u diperoleh dari Gambar 12-21 dari perbandingan d/D dan l/D yang diketahui, dan W_x adalah momen perlawanan penampang sudu terhadap sumbu $x-x$ (Gambar 12-17). Lendutan diafragma yang dirakit diperoleh dari persamaan

$$\Delta = k'_\Delta \frac{D^4 \Delta \rho}{E I^3} \text{ [cm]}, \tag{12-22}$$

dengan k'_Δ - koefisien yang diperoleh dari Gambar 12-22 dari perbandingan d/D dan l_2/D .

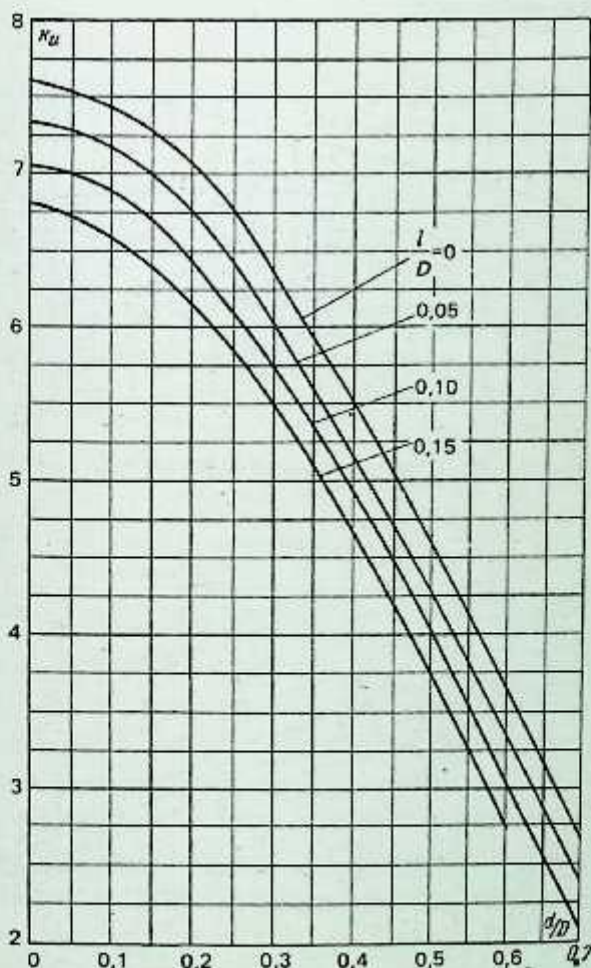
Untuk diafragma yang dirakit, ketegaran ikatan sudu pada diafragma harus juga diperiksa. Momen lentur pada penampang $a-a$ sepanjang sumbu sambungan sudu (Gambar 12-19) ditentukan dari,

$$M_u = k_m D l_2 \Delta \rho \text{ [kg cm/cm]} \tag{12-23}$$

dengan k_m diambil dari Gambar 12-23 dengan mengetahui perbandingan d/D dan l_2/D . Tabel 12-2 memberikan momen lentur yang diperbolehkan pada sambungan sudu sesuai dengan ketebalan cincin maupun temperatur uap. Momen M_u yang diperoleh dari Persamaan (12-23) dalam hal apapun haruslah tidak melebihi M_{boleh} yang diberikan pada Tabel 12-2.

Tegangan maksimum yang diperbolehkan pada diafragma dipilih sesuai dengan bahan yang dipakai dan temperatur yang ada.

Untuk diafragma yang dibuat dari besi cor perlit (pearlite), tegangan maksimum dapat diperbolehkan sampai 600 kg/cm². Bila diafragma dibuat dari lembaran baja karbon yang dirol, tegangan setinggi 700



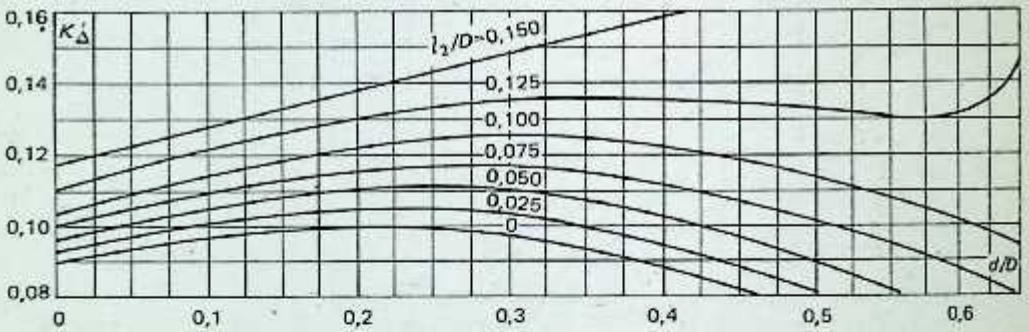
Gambar 12-21. Koefisien k_u untuk Persamaan (12-21).

Tabel 12-2

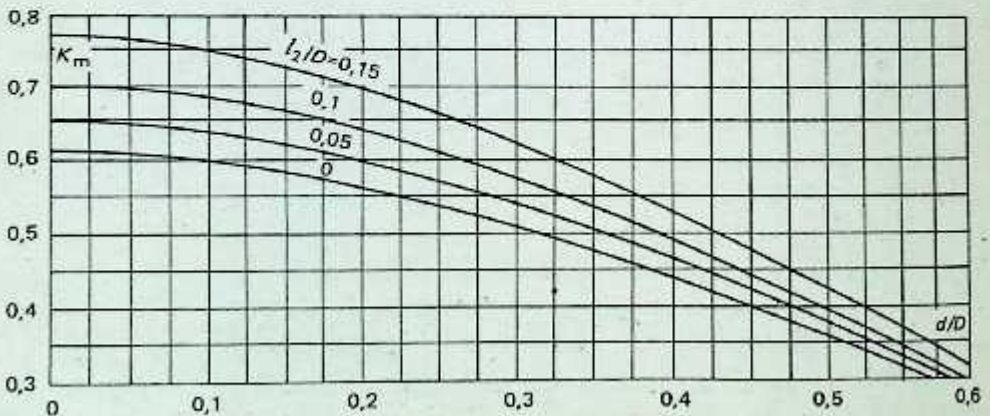
Momen Lentur Maksimum yang Diperbolehkan pada Sambungan Sudu dalam kg cm/cm.

b	Temperatur uap °C			
	370	400	425	450
23	270	225	180	135
30	500	410	320	250
38	770	635	500	385
46	1.090	905	680	545
53	1.450	1.180	905	725
63	2.070	1.685	1.290	1.035
75	2.880	2.340	1.790	1.440

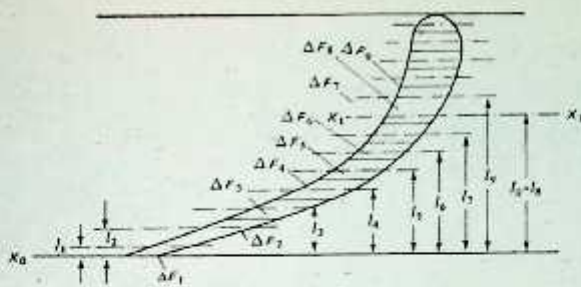
sampai 800 kg/cm² dapat diperbolehkan untuk temperatur 350°C. Pada 400°C, tegangan maksimum yang diperbolehkan untuk bahan yang sama adalah 500 sampai 600 kg/cm². Untuk diafragma yang terbuat dari baja paduan dengan 0,5% molibdenum, tegangan maksimum pada temperatur 400°C diperbolehkan sampai 600-800 kg/cm². Untuk daerah temperatur yang sangat tinggi, diafragma dibuat dari baja krom-molibdenum 15XM, 20XM dan 35XM. Untuk baja ini, tegangan yang diperbolehkan untuk temperatur 350°C adalah kira-kira 1200 kg per cm², dan pada temperatur 400°C sampai 800 kg/cm². Untuk mencegah perusakan diafragma oleh cakram yang berputar, ruang bebas aksial di antara keduanya diambil 3 kali nilai yang diperoleh dari perhitungan pendesainan.



Gambar 12-22. Koefisien k'_Δ untuk persamaan (12-22).



Gambar 12-23. Koefisien k_m untuk persamaan (12-23).



Gambar 12-24. Profil sudu nosel.

Momen perlawanan sudu dapat ditentukan dengan ketelitian yang cukup dengan metode grafik. Penampang sudu biasanya digambar hingga menjadi 5 sampai 10 kali ukuran semula. Luas penampang sudu dibagi menjadi 12 sampai 30 bagian, yang tergantung pada ukurannya, oleh garis-garis yang sejajar dengan sumbu terhadap mana momen tersebut hendak ditentukan. Untuk memudahkan perhitungan, disarankan bahwa garis-garis ini digambar pada interval yang sama. Untuk perhitungan momen lentur, sumbu acuan yang dipakai adalah sumbu x_0x_0 yang ditunjukkan pada Gambar 12-24.

Setiap luasan elementer antara dua garis sejajar (ΔF_i) dapat diperoleh dengan memperlakukan bangun ini sebagai bangun segitiga, trapesium atau segmen, atau dengan memakai planimeter.

Dari Gambar 12-24 kita dapat memperoleh jarak antara titik bobot dari sumbu x_0x_0 sebagai berikut

$$I_0 = \frac{\Delta F_1 l_1 + \Delta F_2 l_2 + \Delta F_3 l_3 + \dots + \Delta F_n l_n}{\Delta F_1 + \Delta F_2 + \Delta F_3 + \dots + \Delta F_n} \tag{12-24}$$

dengan n —jumlah bagian elementer sudu tersebut.

Nilai I_0 adalah jarak titik bobot luasan yang diperhatikan dari sumbu x_0x_0 dan pada saat yang sama menyatakan jarak dari sumbu x_1x_1 dari ujung terluar luas penampang.

Momen inersia penampang sudu dapat ditentukan secara pendekatan sebagai perjumlahan momen inersia bagian-bagian elementer tersebut

$$I_x = \sum_1^n \Delta F_i (l_0 - l_i)^2 \tag{12-25}$$

Momen perlawanan W_{1x} sekarang dapat ditentukan sebagai berikut

$$W_{1x} = \frac{I_x}{l_0} \tag{12-26}$$

Nilai numerik momen inersia dan momen perlawanan dihitung untuk profil ini pada Contoh 13-2.

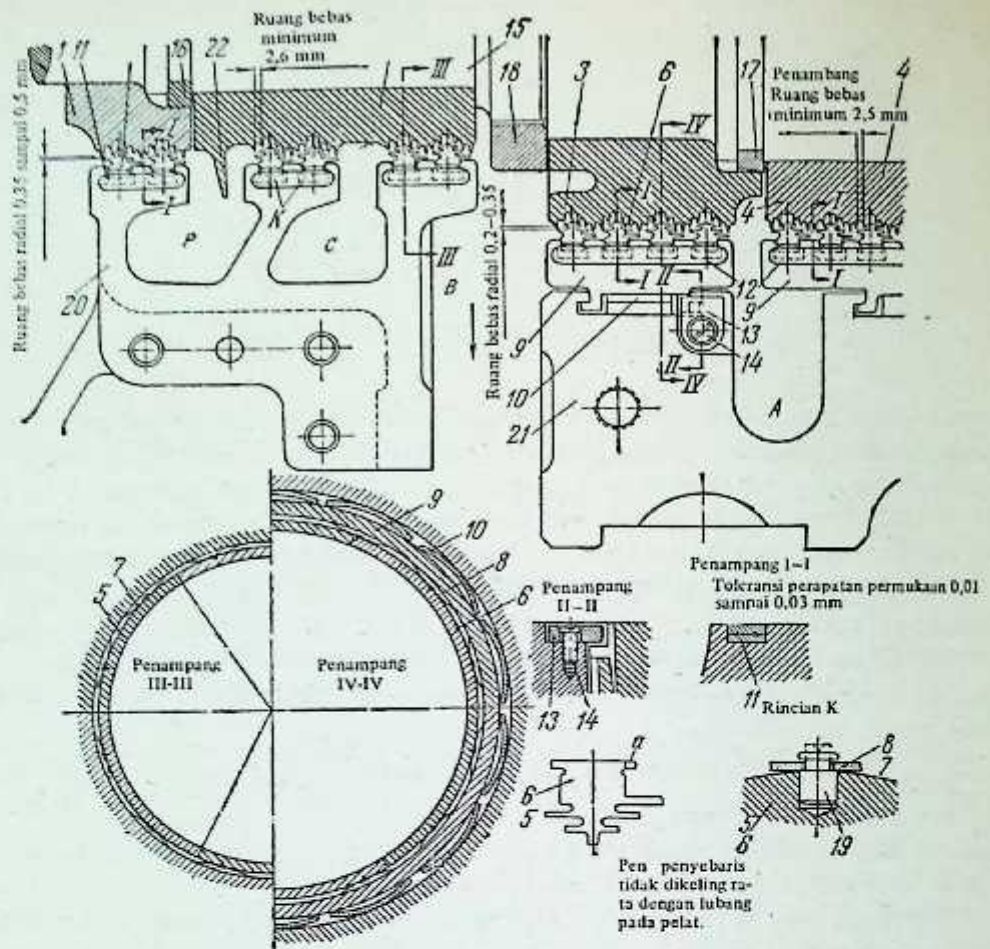
Tegangan yang diperbolehkan untuk sudu-sudu pengarah tergantung pada bahan yang dipakai dan temperatur operasi sudu tersebut. Untuk sudu yang dicor (cast-in), tegangan biasanya diandaikan kira-kira 4000 sampai 500 kg/cm².

12.5. PAKING LABIRIN UNTUK UJUNG-UJUNG POROS

Paking labirin khusus pada ujung tekanan-tinggi adalah jenis nekasirip (multifin) yang memungkinkan untuk mengurangi jumlah kebocoran uap dan pengaruhnya pada efisiensi turbin (lihat Bab Lima, "Kebocoran Uap Melalui Paking Labirin Ujung"). Pembuat turbin yang berbeda memakai metode perapatan labirin yang berbeda, yang mungkin dalam bentuk cincin-cincin logam atau perapat air, atau cincin-cincin karbon.

Konstruksi Paking Labirin

Gambar 11-7 menunjukkan rincian paking labirin yang dibuat oleh Kharkov Turbine Works. Bilah perapat dipakalkan atau dirol ke dalam alur yang dibuat pada tabung-tabung yang diikat pada rumah turbin. Poros turbin mempunyai alur yang dibubut pada permukaannya. Bilah labirin masuk ke dalam alur ini sementara stator dan rotor berada pada kedudukannya. Labirin yang terjadi akan mengubah arah aliran uap dan memberikan tahanan yang efektif terhadap aliran tersebut yang dengan demikian akan



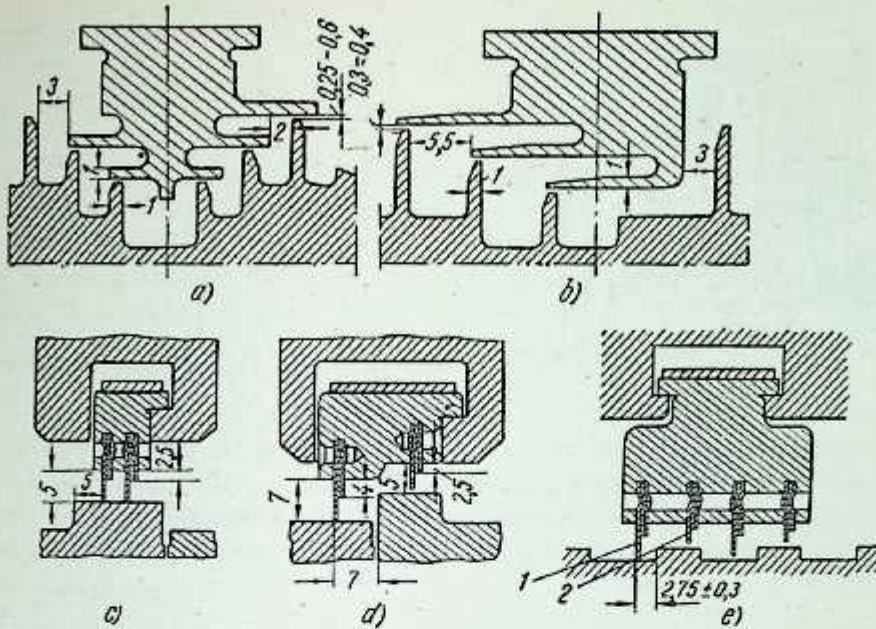
Gambar 12-25. Rincian paking labirin tekanan-tinggi untuk poros rotor turbin L.M.W.

1, 2, 3 dan 4—selongsong paking labirin dengan bilah perapat; 5 dan 6—cincin perapat yang masing-masing terdiri dari enam segmen; 7 dan 8—pegas rata; 9—tabung dalam dua bagian; 10—pegas; 11 dan 12—bilah untuk pengikatan elemen labirin; 13—semat penyeting; 14—sekrup; 15—poros turbin; 16 dan 17—cincin dorong dalam dua bagian; 18—mur baut; 19—pen penyebaris; 20—tabung sisi keluar; 21—tabung sisi-depan; 22—cincin proteksi; a—dua alur yang masing-masing 3 mm dalamnya pada paruhan atas masing-masing cincin; rincian k—pengikat penyebarisan pen dengan pegas rata; A—ruang cerat yang dihubungkan dengan pemanas No. 3; B—ceratan ke pemanas No. 1; C—ruang untuk pembarisan tabir dengan uap "dingin"; D—ruang terakhir

menghalangi kebocoran dari ujung-ujung poros. Di samping ini, poros turbin mempunyai alur yang lebih dalam lagi yang terutama dimaksudkan untuk kompensasi perubahan bentuk (deformasi) lokal akibat ekspansi termal yang disebabkan oleh gosokan poros turbin terhadap bilah labirin pada saat terjadinya perpindahan aksial poros yang berlebihan.

Gambar 12-25 menunjukkan rincian perapat labirin yang dipakai oleh L.M.W. untuk paking ujung tekanan-tinggi. Empat selongsong 1, 2, 3 dan 4 dengan sirip-sirip yang dikerjakan dengan mesin disambung-kerutkan pada poros. Elemen perapat labirin jenis konis yang masing-masing terdiri dari enam segmen ditempatkan sedemikian rupa sehingga dapat berpasangan dengan sirip-sirip pada selongsong. Elemen perapat ditempatkan pada lapisan 9 dan 20 dan ditekan ke poros oleh pegas 7. Di samping ini, elemen-elemen labirin ditekan ke poros turbin oleh tekanan uap. Rincian bentuk elemen perapat yang dipakai pada turbin L.M.W., ditunjukkan pada Gambar 12-26 yang kedua gambar sebelah atas memperlihatkan cincin-cincin perapat jenis konis. Setiap elemen perapat terdiri dari cincin dengan sirip-sirip pada kedua sisi (gambar kiri) atau hanya pada satu sisi (gambar kanan). Perapat labirin jenis sirip-ganda dipakai juga pada diafragma tekanan-tinggi turbin L.M.W. Untuk diafragma tekanan-menengah dan -rendah jenis perapat yang dipakai ditunjukkan pada Gambar 12-26, c, d, dan e.

Turbin-turbin tekanan-tinggi buatan L.M.W. mempunyai ceratan vakum dari paking labirin tekanan-tinggi. Uap yang merembes ke dalam dari tingkat-pengatur ke dalam ruang A dicerat ke pemanas tekanan tinggi No. 3. Uap yang selebihnya disedot ke dalam ruang ceratan vakum ruang B melalui cincin labirin yang berikutnya. Uap yang dicerat dari ruang ceratan vakum dialirkan ke pemanas tekanan-rendah



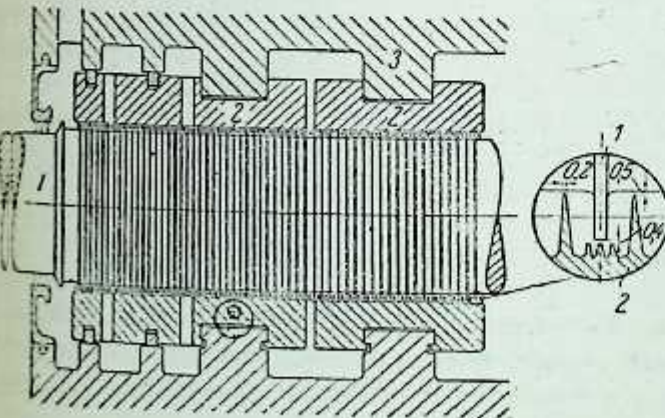
Gambar 12-26. Bentuk-bentuk paking labirin (L.M.W.)

a--perapat jenis konis untuk ujung tekanan-tinggi; b--perapat ujung tekanan-rendah; c, d dan e--paking labirin diafragma

No. 1. Susunan yang demikian memungkinkan pembuat turbin mendapatkan pendinginan poros sampai temperatur 125 sampai 140°C pada tekanan tidak lebih dari 1,5 ata oleh suplai uap ke ruang C. Uap yang disuplai ke ruang C terbagi dan sebagian mengalir ke ceratan vakum B dan sebagian lagi ke ruang D yang terakhir. Pada ruang D yang terakhir ini, selongsong 2 mempunyai tonjolan proteksi 22 yang menyimpankan kondensat (yang ada dalam jumlah besar pada saat penstartan) secara radial ke arah bawah ruang D yang padanya terdapat sejumlah lubang kurus. Dengan demikian kemungkinan masuknya kondensat ini ke bantalan yang di dekatnya menjadi tidak ada sama sekali.

Ruang bebas radial perapat labirin L.M.W. biasanya adalah antara 0,25 sampai 0,4 mm. Ruang bebas radial ini diperbesar hingga kira-kira 0,5 mm sampai 0,6 mm dalam hal perapatan yang bersebelahan dengan tingkat-pengatur.

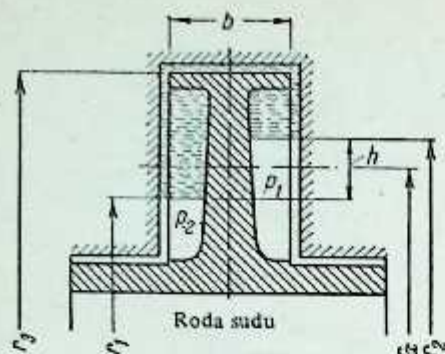
Gambar 12-27 menunjukkan paking labirin yang dipakai pada turbin buatan AEG yang beroperasi pada tekanan tinggi. Selongsong-selongsong labirin 2 dipasang tegar pada rumah turbin. Rincian ruang bebas dan jenis konstruksi ditunjukkan pada inset Gambar 12-27. Sirip-sirip labirin dibuat tajam pada ujung-ujungnya (0,2 mm) sehingga pemanasan lokal akan berkurang hingga ke tingkat yang minimum pada waktu terjadinya kerusakan yang mendadak.



Gambar 12-27. Paking labirin turbin AEG.

Perapatan dengan Air

Perapat air dipakai untuk ujung tekanan-rendah poros turbin. Perapat ini terdiri dari penyangga air antara atmosfer dan ujung vakum turbin kondensasi. Gambar 12-28 menunjukkan perapat air yang ter-



Gambar 12-28. Paking gland dengan perapat air.

diri dari tabung yang mempunyai flens. Bila poros turbin berputar, air yang tetap ada di dalam ruang flens dilemparkan ke flens pada kelingnya, yang membentuk sekat air. Karena tekanan pada kedua sisi cincin berbeda, akan terjadi perbedaan paras air pada kedua sisi; perbedaan tekanan ($\Delta p = p_1 - p_2$ [kg/cm^2]) antara kedua sisi diseimbangkan oleh perbedaan paras air. Keseimbangan tekanan ini dapat diperoleh dari rumus

$$\begin{aligned} \Delta p &= \frac{\gamma}{g} h r_x \omega^2 = \frac{\gamma}{g} (r_2 - r_1) \frac{r_2 + r_1}{2} \omega^2 = \\ &= \frac{\gamma}{2g} (r_2^2 - r_1^2) \omega^2, \end{aligned} \quad (12-27)$$

dengan γ - berat spesifik air, kg/cm^3 ;
 g - percepatan gravitasi, 981 cm/det^2 ;
 h - perbedaan ketinggian kolom air, cm

$$r_x = \frac{r_2 + r_1}{2}$$

Notasi yang selbihnya dapat dilihat pada Gambar 12-28. Perapat disuplai dengan air dari tangki khusus pada tinggi-tekan air tertentu, kira-kira 4,5 sampai 6 meter. Jari-jari r_2 tergantung pada ketinggian penempatan tangki air. Ketinggian ini dapat dicari dari persamaan

$$\begin{aligned} 0,1H &= \frac{\gamma}{g} h_1 \frac{r_2 + r_3}{2} \omega^2 = \frac{\gamma}{2g} (r_3 - r_2) (r_3 + r_2) \omega^2 = \\ &= \frac{\gamma}{2g} (r_3^2 - r_2^2) \omega^2. \end{aligned} \quad (12-28)$$

Jari-jari r_1 dipilih dari pertimbangan-pertimbangan desain, r_2 - dari Persamaan (12-27) dan r_3 - dari Persamaan (12-28). Keburukan utama perapatan dengan air ini adalah jumlah kerugian energi yang banyak, khususnya pada kecepatan keliling yang tinggi. Nilai kerugian ini dapat ditentukan dari persamaan Flugel:

$$\begin{aligned} N &\approx 3,500 \left(\frac{n}{1.000} \right)^2 r_2^5 \left[2 - \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^5 - \left(\frac{r_3}{r_2} \right)^5 \right] + \\ &+ 7,050 \left(\frac{n}{1.000} \right)^2 r_2^3 b \text{ [kW]}, \end{aligned} \quad (12-29)$$

dengan b - lebar roda;
 n - rpm;
 r dan b - ukuran-ukuran yang ditunjukkan pada Gambar 12-28, dalam meter.

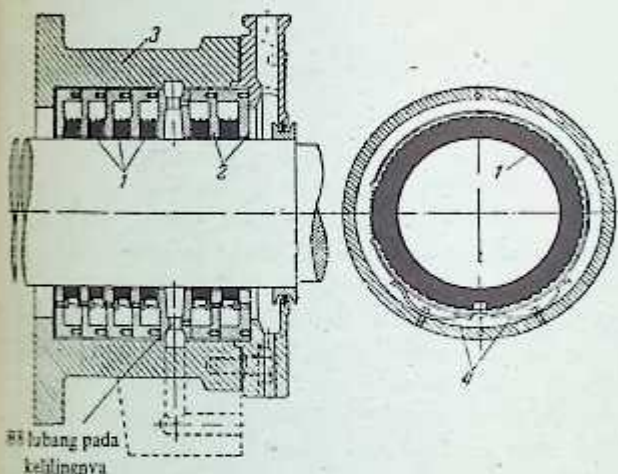
Kerugian daya ini dipakai untuk pemanasan dan sebagian untuk penguapan air di dalam cincin perapat. Jumlah air yang dipakai dengan demikian harus secara konstan ditambah dari reservoir air. Sewaktu menstart dan menyetop turbin, perapat air disuplai dengan uap segar dari sisi vakum. Kedua sisi perapat air dilengkapi dengan sejumlah perapat labirin. Bilah-bilah pada sisi bantalan mencegah air atau kandungan air udara masuk ke dalam bantalan. Ujung-ujung tekanan-tinggi kadang-kadang dilengkapi juga dengan perapat air. Uap yang ada di dalam perapat dibuang ke atmosfer, yang memperbesar kemungkinan kondensat memasuki bantalan.

Keuntungan yang terutama paking gland dengan perapat air ini adalah kerugian yang sangat kecil akibat kebocoran uap ke atmosfer dan bersamaan dengan itu poros dapat dengan efektif didinginkan

lebih air perapat.. Akan tetapi, kerumitan desain yang dilibatkan adalah sedemikian sehingga perapat ini sekurang-jarang dipakai.

Perapat dengan Cincin Karbon

Paking cincin karbon dipakai oleh sejumlah pabrik untuk perapat ujung-ujung poros. Perapat jenis ini kebanyakan dipakai untuk turbin tekanan-menengah dan kecepatan keliling yang rendah pada hubnya, yang tidak lebih dari 30 m/detik dan pada kasus yang jarang sampai 50 m/detik. Gambar 12-29 menunjukkan potongan paking cincin karbon. Paking ini terdiri dari enam cincin karbon yang ditempatkan pada lipitan besi cor yang berbentuk L. Setiap cincin terdiri dari tiga bagian yang disatukan dan ditekan pada poros turbin oleh kawat pengikat dan pegas-ulir. Cincin karbon ditempatkan pada kedudukan yang diinginkan oleh pegas-rata. Ruang bebas yang disediakan di antara cincin-cincin karbon dan poros adalah lebih besar pada ujung tekanan-tinggi daripada sisi tekanan-rendah; lebih besar dari sisi uap dan lebih kecil dari sisi bantalan untuk gland tekanan-tinggi, dan sebaliknya untuk gland tekanan-rendah. Ruang bebas bervariasi dari 0,07 sampai 1 mm yang tergantung pada diameter selongsong dan kedudukan relatif cincin-cincin tersebut. Untuk poros diameter besar, ruang bebas yang disediakan dapat jauh lebih besar dari 1 mm. Cincin-cincin karbon ini mengandung grafit dan dengan demikian cincin ini adalah bersifat sewajaras (self-lubricating).



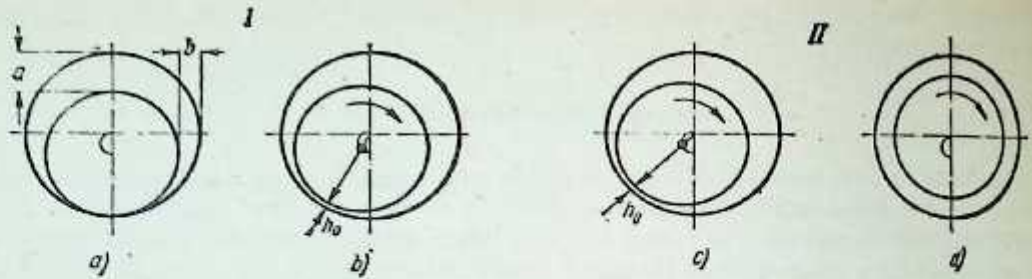
Gambar 12-29. Paking gland cincin karbon.

12.6. BANTALAN LUNCUR

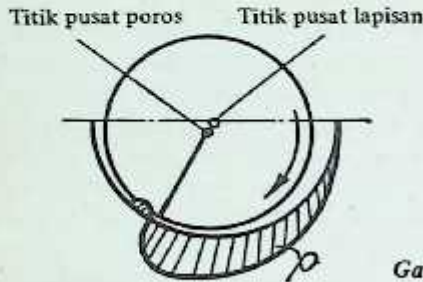
Rotor turbin uap ditumpu oleh dua atau lebih bantalan luncur. Bantalan disuplai dengan minyak pelumas yang biasanya pada tekanan 0,4 sampai 0,7 atm pengukuran (gauge). Ruang bebas disediakan di antara poros dan permukaan bantalan untuk dapat memberi tempat bagi lapisan minyak pelumas.

Prof. Petrov adalah yang pertama sekali yang menunjukkan bahwa operasi bantalan luncur yang memuaskan didasarkan pada gesekan molekul partikel-partikel minyak pelumas yang menempel pada poros dan permukaan bantalan. Berdasarkan prinsip hidrodinamika, Prof. Petrov menyimpulkan bahwa dengan gesekan cairan, tahanan-gesek aktual hanya tergantung pada jenis minyak pelumas yang dipakai dan bukan pada permukaan bantalan. Gambar 12-30a menunjukkan kedudukan poros pada waktu diam. Bila poros mulai berputar, minyak dialirkan ke ruang bebas yang ada di antara poros dan permukaan bantalan. Pada kecepatan poros tertentu, minyak yang ada di dalam ruang bebas tersebut mendapatkan tekanan yang cukup untuk menyokong poros dan membiarkannya dalam keadaan mengambang (Gambar 12-30b dan c). Pusat poros ditempatkan secara eksentris terhadap pusat bantalan. Menurut teori Humbell, dengan naiknya kecepatan-putar poros, maka pusat poros tersebut akan bergerak pada lintasan semi-lingkaran yang mencoba untuk berimpit dengan pusat bantalan. Pusat poros dan bantalan berimpit pada kecepatan putar yang tak-terhingga (Gambar 12-30d). Jadi h_0 —ruang bebas minimum, terus bertambah besar dari nol sewaktu poros dalam keadaan diam hingga mencapai nilai tertentu yang tergantung pada putaran poros. Lapisan minyak yang dapat bertahan di antara poros dan permukaan bantalan terjadi hanya bila tekanan minyak dapat mengimbangi bobot poros.

PERPUSTAKAAN D III F. TEKNIK



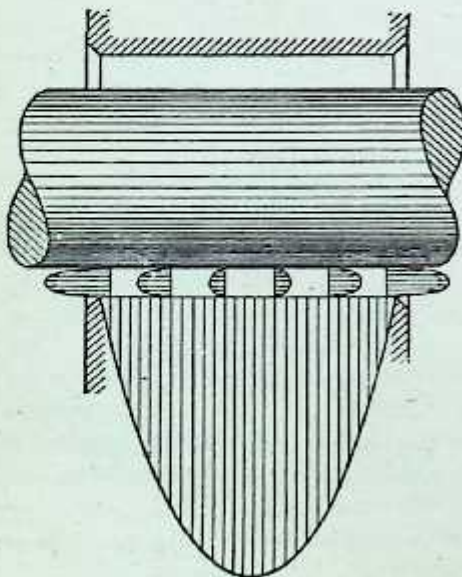
Gambar 12-30. Kedudukan pada bantalan pada berbagai kecepatan. a —pada $n = 0$; b —pada kecepatan rendah; c —pada kecepatan tinggi; d —pada $n = \infty$.



Gambar 12-31. Distribusi lapisan minyak antara poros dan bantalan.

Gambar 12-31 menunjukkan distribusi tekanan minyak pelumas di dalam ruang bebas untuk bantalan yang didesain secara tepat. Variasi tekanan lokal p ditunjukkan pada diagram, yang dapat dilihat bahwa tekanan maksimum yang dicapai hanya beberapa persepuluhan tekanan atmosfer. Pada sisi keluar ruang bebas itu tekanan minyak turun secara tiba-tiba yang bahkan dapat menyebabkan penguapan minyak pelumas. Tekanan minyak juga bervariasi sepanjang sumbu bantalan (Gambar 12-32).

Minyak disuplai ke bantalan sehingga lapisan minyak tidak rusak. Untuk mencegah terjadinya gesekan kering, poros dihaluskan dan permukaan bantalan dikikis. Derajat penghalusan yang tinggi sangat perlu karena dengan adanya kekasaran akan menyebabkan kerusakan lapisan minyak pelumas yang menyebabkan kerusakan lapisan minyak pelumas yang menyebabkan terjadinya gesekan kering. Ketakseragaman poros dan bantalan secara keseluruhan harus tidak lebih dari 0,01 mm. Ruang bebas a dan b dipilih sesuai dengan diameter poros (Gambar 12-30). Ruang bebas yang diperbolehkan untuk bantalan luncur yang didasarkan pada data operasi turbin uap diberikan pada Tabel 12-3.



Gambar 12-32. Tekanan minyak sepanjang sumbu bantalan.

Tabel 12-3

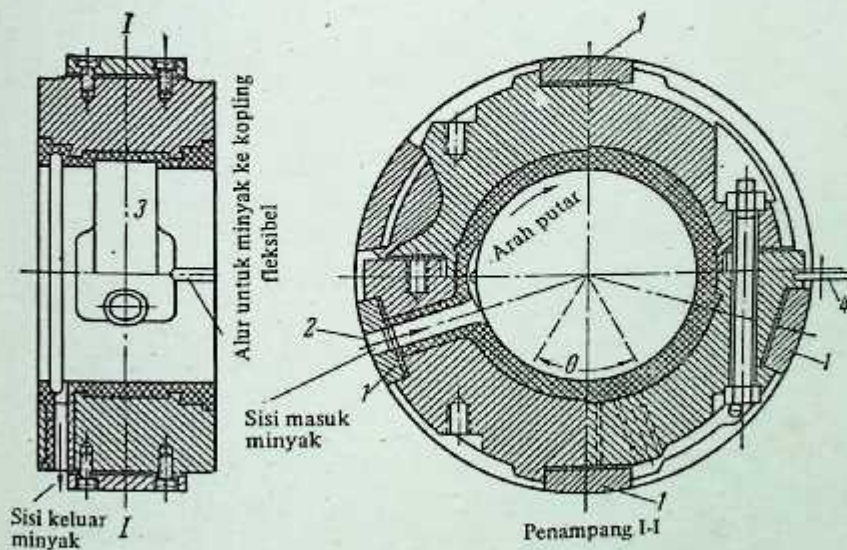
Diameter poros, mm	Bantalan tanpa lapisan logam putih				Bantalan dengan lapisan logam putih			
	Ruang bebas atas, mm		Ruang bebas bawah, mm		Ruang bebas atas, mm		Ruang bebas atas, samping, mm	
		maks	min	maks	min	maks	min	maks
50	0,15	0,25	0,10	0,15	0,10	0,12	0,15	0,20
100	0,20	0,30	0,10	0,20	0,10	0,15	0,20	0,25
150	0,30	0,40	0,15	0,25	0,20	0,25	0,30	0,40
200	0,40	0,55	0,20	0,30	0,20	0,30	0,35	0,45
250	0,50	0,65	0,25	0,35	0,25	0,35	0,45	0,55
300	0,60	0,75	0,30	0,40	0,30	0,45	0,55	0,62
350	0,70	0,85	0,35	0,45	0,35	0,50	0,62	0,70

Penyokong untuk bantalan luncur adalah bermacam-macam seperti jenis silindris yang kaku dan jenis bola yang bersifat swa-penyebaris (self-aligning), dan lain-lain. Bantalan jenis swa-penyebaris yang berbentuk bola adalah yang disukai karena bantalan tersebut memberikan operasi yang memuaskan walaupun pada lendutan poros yang besar. Gambar 12-33 menunjukkan rincian konstruksi penyokong bantalan yang dibuat oleh L.M.W. Penyokong ini adalah penyokong tetap yang kaku dan diikatkan pada sekeliling bantalan dengan bantuan empat bantalan pada penyokong 1. Penyebaran aksial yang tepat diperoleh dengan menyelipkan beberapa bilah paking di antara bantalan ini dan penyokong.

Penyokong bantalan terdiri dari dua bagian yang disatukan oleh baut. Bilah 4 mencegah penyokong berputar bersama-sama dengan poros. Minyak disuplai melalui lubang 2 yang dibuat pada sisi bantalan. Diafragma logam tipis membatasi aliran minyak sedemikian sehingga hanya melewati jumlah minyak yang dibutuhkan di antara poros dan bantalan. Bagian atas penyokong bantalan dilengkapi dengan saluran minyak yang lebar 3 untuk mendapatkan peredaran minyak dan pendinginan permukaan poros yang lebih baik. Minyak bekas pelumasan dikeluarkan dari samping seperti yang ditunjukkan pada gambar.

Untuk mendapatkan lapisan minyak yang lebih baik, permukaan bantalan yang dicakup oleh sudut θ dikikis dengan mandril (mandrel) yang diameternya lebih besar daripada diameter poros sebesar ruang bebas a yang dibutuhkan seperti yang ditunjukkan pada Tabel 12-3. Tabel tersebut juga memberikan ruang bebas lateral antara permukaan poros dan penyokong bantalan.

Di samping lapisan melingkar, lapisan lonjong dari logam putih dipakai juga untuk mendapatkan ruang bebas (clearance) sisi yang lebih besar; kuningin dibor melingkar dengan lapisan sementara yang



Gambar 12-33. Bantalan luncur buatan L.M.W.

diambil sewaktu merakit bantalan sehingga ruang bebas mendarat adalah lebih besar yang memberikan bentuk yang lonjong. Permukaan logam putih di tempat lapisan minyak terbentuk harus dihaluskan dengan baik karena ketakseragaman penghalusan akan menyebabkan lapisan minyak menjadi rusak yang dapat menyebabkan terjadinya gesekan kering.

Penyokong bantalan biasa dibuat dari besi cor. Kuningan bantalan turbin biasanya dibuat dengan logam babbitt (babbitt) dengan kandungan timah putih yang tinggi. Di Uni Soviet logam babbitt yang paling banyak dipakai adalah B-83 (GOST 1320-41) dengan komposisi sebagai berikut: timah putih 83%, antimon 11% dan tembaga 6%.

12.7. PENDESAINAN BANTALAN LUNCUR

Kita akan memperkenalkan peristilahan untuk keperluan pendesainan yang diberikan berikut ini:

P —gaya yang dikerjakan poros pada bantalan, kg;

L —panjang permukaan bantalan, cm;

d —diameter poros, cm;

a —ruang bebas antara permukaan poros dan bantalan (dari Tabel 12-3), cm;

e —eksentrisitas antara sumbu poros dan sumbu bantalan, cm;

y_s —lendutan poros pada ujung bantalan, mm;

h_0 —tebal lapisan minyak minimum antara permukaan poros dan bantalan, mm;

$u = \pi d n / 60$ —kecepatan-keliling permukaan poros pada kecepatan turbin n rpm.

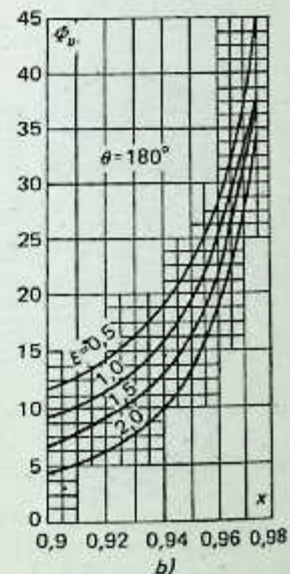
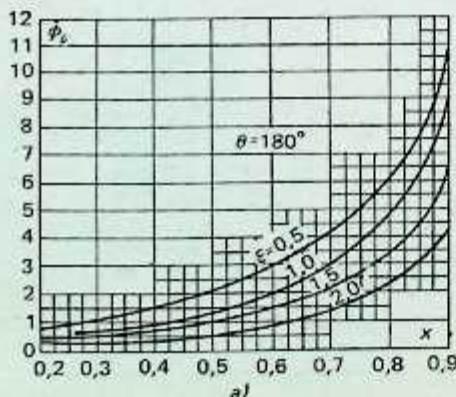
Kita akan melaksanakan pendesainan ini menurut metode yang disarankan oleh M.I. Yanovsky untuk bantalan luncur 180° .

Koefisien (kriteria beban) beban bantalan diperoleh dari rumus

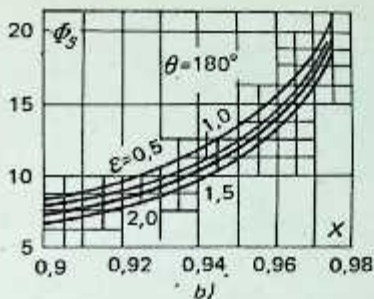
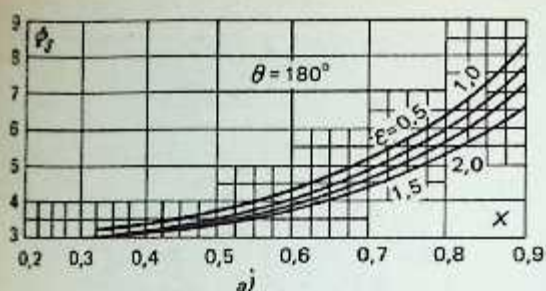
$$\Phi_v = \frac{P \left(\frac{a}{d} \right)^2}{L u \mu}, \quad (12-30)$$

dengan μ —viskositas rata-rata minyak yang tergantung pada jenis minyak dan temperatur operasi; untuk minyak jenis TZOUT (GOST 32-53) μ dapat diambil sebesar $0,30 \times 10^{-6}$ kg/detik cm^2 .

Dengan mengetahui kriteria beban (koefisien Φ_v) dan perbandingan $\varepsilon = d/L$ kita akan memperoleh nilai eksentrisitas relatif $\chi = 2e/a$ dengan bantuan grafik yang ditunjukkan pada Gambar 12-34. Dengan nilai χ dan ε yang diperoleh, koefisien tahanan Φ_s dapat ditentukan dari kurva-kurva yang diberikan pada



Gambar 12-34. Koefisien Φ_v (kriteria beban).



Gambar 12-35. Koefisien Φ_s

Gambar 12-35a dan b. Koefisien gesekan untuk bantalan diperoleh sebesar

$$f = \frac{a \Phi_s}{d \Phi_v} \tag{12-31}$$

Maka kerja yang dilakukan untuk melawan gesekan akan sebesar

$$A_r = \frac{f P u}{100} \text{ [kg m/detik]} \tag{12-32}$$

atau

$$N_r = \frac{A_r}{102} \text{ [kW]} \tag{12-33}$$

Ekuivalensi kalor kerja ini adalah

$$Q_r = \frac{A_r}{427} \text{ [kkal/detik]} \tag{12-34}$$

Bila kerugian akibat radiasi diabaikan, maka jumlah minyak yang dibutuhkan untuk menyerap kalor yang dihasilkan oleh gesekan akan sebesar

$$\begin{aligned} q_o &= \frac{Q_r}{\gamma c (t_2 - t_1)} = \frac{A_r}{427 \gamma c (t_2 - t_1)} \\ &= \frac{f P u}{42.700 \gamma c (t_2 - t_1)} \text{ [1/detik]} \end{aligned} \tag{12-35}$$

dengan t_1 – temperatur minyak pada sisi masuk yang diandaikan besarnya antara 35 sampai 45°C yang bersesuaian dengan kondisi operasi;

t_2 – temperatur minyak pada sisi keluar dari bantalan; dapat diambil sama dengan $t_1 + (10 \text{ sampai } 15)^\circ\text{C}$;

γ – berat spesifik minyak pelumas, kg/liter.

c – kapasitas termal rata-rata minyak, kkal/kg°C.

Tebal lapisan minyak diperoleh dari hubungan

$$h_o = \frac{a}{2} (1 - \chi) \tag{12-36}$$

Untuk operasi bantalan luncur yang memuaskan, tebal lapisan minyak h_o harus lebih besar dari, atau sama dengan, $\gamma + 0,01$ mm (dengan 0,01 adalah ketaksamaan keseluruhan permukaan poros dan bantalan). Temperatur minyak pada sisi keluar dari bantalan tidak boleh lebih dari 60°C karena pada temperatur yang lebih tinggi kualitas minyak pelumas akan menurun dengan cepat yang menjadi tidak dapat dipakai lagi untuk pemakaian yang selanjutnya. Perbandingan d/L biasanya diandaikan sebesar 1 sampai 1,2. Akan tetapi, untuk bantalan yang dibebani dengan beban yang berat maupun adanya roda gigi reduksi, nilai-nilai yang lebih besar dapat dipakai.

12.8. KONSTRUKSI BANTALAN DORONG

Bantalan dorong dimaksudkan untuk menahan dorongan yang ada pada turbin maupun untuk mengukuhkan rotor pada dudukannya. Dalam prakteknya, dua jenis bantalan dorong banyak dipakai: jenis kelepak (collar) dan jenis segmen. Sekarang ini bantalan dorong jenis kelepak sudah hampir tidak dipakai lagi karena jenis segmen ternyata jauh lebih menguntungkan.

Tabel 12-4

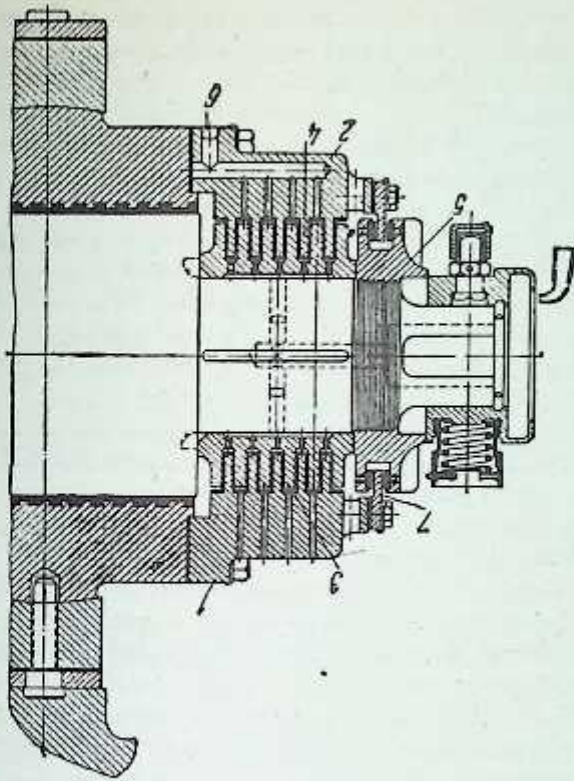
Besaran desain	Ukuran	Nilai yang diperoleh dari perhitungan		
L	cm	16	18	20
$s = d L$	—	1,25	1,11	1,0
$\phi_s = \frac{p \left(\frac{a}{d}\right)^2}{L \mu}$	—	0,830	0,737	0,664
χ	—	0,39	0,35	0,30
ϕ_s	—	3,2	3,1	3,0
$f = \left(\frac{a}{d}\right) \frac{\phi_s}{\phi_v}$	—	0,00963	0,0105	0,0113
$A_r = \frac{f P u}{100}$	kgm/detik	605	660	710
$N_n = \frac{A_r}{102}$	kW	5,92	6,46	6,96
$Q_r = \frac{A_r}{427}$	kcal/detik	1,42	1,55	1,66
$q_0 = \frac{60 Q_r}{\gamma_c (t_2 - t_1)}$	liter/menit	23,1	25,2	27,1
$h_0 = \frac{a}{2} (1 - \chi)$	mm	0,152	0,162	0,175

Contoh 12-1. Desainlah sebuah bantalan luncur dengan data berikut ini :

- $p = 2000 \text{ kg}; d = 20 \text{ cm}; a = 0,05 \text{ cm};$
 $u = 3.140 \text{ cm/detik}; t_1 = 40^\circ\text{C}; t_2 = 50^\circ\text{C};$
 $\gamma = 0,92 \text{ kg/liter};$
 $c = 0,4 \text{ kkal/kg}^\circ\text{C}.$
 $\mu = 0,35 \times 10^{-6} \text{ kg detik/cm}^2.$

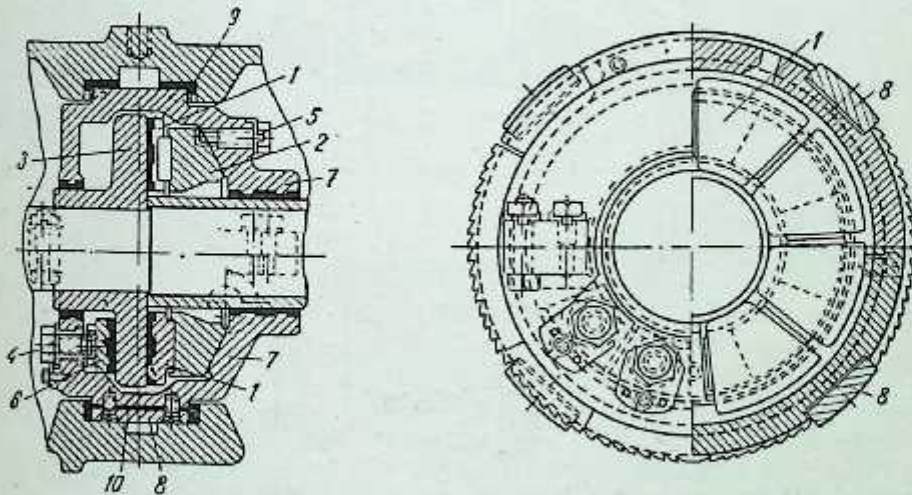
Bantalan didesain untuk berbagai variasi panjang L . Kita akan memakai kurva-kurva yang diberikan pada Gambar 12-34 dan 12-35 untuk mendapatkan nilai χ dan ϕ_s . Urutan perhitungan desain diberikan pada Tabel 12-4 yang dapat kita lihat bahwa semakin panjang bantalan, kerugian gesek N_r dan tebal lapisan minyak h_0 akan bertambah besar. Panjang bantalan dipilih sedemikian rupa sehingga $h_0 \geq y_s + 0,01 \text{ mm}$.

Gambar 12-36 menunjukkan bantalan dorong jenis kelepak (collar) yang dibuat oleh Kh.T.W. Bantalan dorong diikat oleh baut ke penyokong bantalan luncur. Rotor diikat pada kedudukan yang diinginkan dengan menempatkan bilah-bilah paking di antara flens bantalan dorong. Bantalan dorong dilengkapi dengan enam lapisan bantalan melingkar yang terbuat dari coran babbit. Kelepak-kelepak poros saling menangkap dengan alur-alur yang dibentuk lapisan-lapisan ini. Bantalan dilumasi dengan minyak yang disuplai dengan paksa (bertekanan) melalui lubang tengah dan alur radial yang dibuat pada poros turbin. Bantalan dorong jenis kelepak ternyata tidak memuaskan disebabkan oleh kesulitan yang dialami dalam memberikan pelumasan yang sesuai dan tekanan aksial yang terdistribusi merata pada permukaan bantalannya. Akan tetapi, satu keuntungannya adalah bahwa bantalan ini dapat menahan fluktuasi dorongan yang besar. Tekanan yang biasa diandaikan untuk bantalan kelepak adalah dari 2 sampai 8 kg/cm^2 . Ruang bebas aksial antara lapisan dan kelepak biasanya dari 0,25 sampai 0,5 mm. Tebal lapisan logam putih adalah 1,5 mm dan dihitung sampai setebal itu untuk menghindarkan pergeseran poros yang besar pada saat terjadinya pemanasan-lebih yang mungkin dapat melelehkan logam putih ini.



Gambar 12-36. Bantalan dorong jenis kelepak buatan Kharkov Turbine Works.
 1—penyokong bantalan paruhan-atas; 2—penyokong bantalan paruhan-bawah; 3—kelepak; 4—flens dalam dua bagian;
 5—bilah paking; 6—cincin yang dapat disetel; 7—semat yang membuat flens tetap padaudukannya.

Gambar 12-37 menunjukkan bantalan dorong jenis segmen desain yang lebih awal yang dibuat oleh L.M.W. Bantalan ini terdiri dari cakram dorong 3, yang dipasang pada poros rotor, pad (bantalan) dorong 1 yang terdapat pada permukaan cakram, pad swa-penyebaris 2 dengan kedudukan yang berbentuk bola yang dipertahankan pada kedudukannya oleh penyokong 7. Penyokong 7 dipasang kaku pada kolom bantalan. Perpindahan aksial yang diperlukan untuk penyetelan kedudukan rotor yang sesuai didapatkan dengan



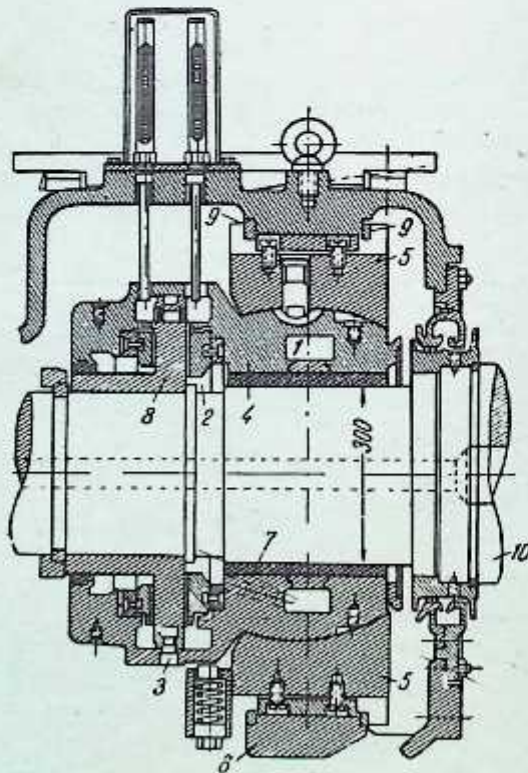
Gambar 12-37. Bantalan dorong jenis segmen buatan L.M.W.
 1—pad (bantalan) dorong; 2—pad penyebaris; 3—cakram dorong; 4—baut pad dorong bantu; 5—baut pengunci; 6—pad bantu;
 7—penyokong bantalan; 8—pad penyokong; 9—bilah paking untuk penyebarisan aksial; 10—bilah paking untuk penyebarisan (alignment) radial.

jalan memvariasikan jumlah bilah paking 9 yang ditempatkan di antara penyokong bantalan 7 dan kolom bantalan. Penyebaran bantalan secara radial dilakukan dengan bantuan elemen paking 10 yang ditempatkan di antara penyokong 7 dan pad (bantalan) 8. Pad dorong 1 ditempatkan di dalam pad penyebaris 2. Pad penyebaris dapat menyesuaikan dirinya sendiri terhadap lendutan (sag) poros yang dibutuhkan dengan membuat kedudukannya yang sesuai pada dudukan penyokong 7 yang berbentuk bola.

Baut pengunci 5 mencegah berputarnya pad penyebaris bersama dengan poros. Ruang bebas sebesar 1,5 sampai 2 mm dibuat di antara baut stop 5 dan alur pada pad penyebaris 2. Sisi yang kedua cakram dorong mempunyai pad bantu 6 yang dibuat tetap pada kedudukan yang diinginkan oleh baut 4. Pad ini harus didudukkan sedemikian rupa sehingga jarak antara pad bantu dan pad dorong 1 adalah lebih tebal 0,25 sampai 0,5 mm daripada tebal cakram dorong. Ruang bebas ini memastikan diperolehnya tebal lapisan minyak yang memuaskan antara cakram dan pad dorong. Minyak pelumas disuplai ke dalam bantalan secara paksa pada permukaan poros. Bantalan dorong ditutup dari kedua ujungnya untuk mencegah keluarnya minyak pelumas. Telah ternyata bahwa pemakaian bantalan dorong jenis yang disebutkan di atas telah menyebabkan sejumlah kasus kerusakan turbin yang diakibatkan pembebanan yang tidak seragam pada pad dorong. Distribusi tekanan yang tidak teratur ini menimbulkan kopel gaya yang tidak terlihat, yang memuncak pada saat terjadinya peristiwa kerusakan tersebut.

Konstruksi gabungan bantalan luncur dan dorong adalah konstruksi yang jauh lebih memuaskan yang pada konstruksi ini semua kelemahan bantalan yang disebutkan di atas telah diiadakan. Gambar 12-38 menunjukkan gabungan bantalan luncur dan dorong yang dibikin oleh L.M.W. Bagian bantalan luncur unit tersebut mempunyai bentuk bulat yang menjamin penyebaran yang tepat, yang bersesuaian dengan kedudukan poros. Selanjutnya, kemampuan untuk melakukan swa-penyebaran akan menjamin distribusi tekanan yang sesuai pada pad-dorong bantalan yang akan memperkecil kemungkinan terjadinya kopel gaya yang tidak terlihat tersebut. Minyak pelumas disuplai ke bantalan melalui laluan melingkar 1, masuk ke ruang 2 melalui permukaan poros dan dari sana dikeluarkan melalui lubang buang 3.

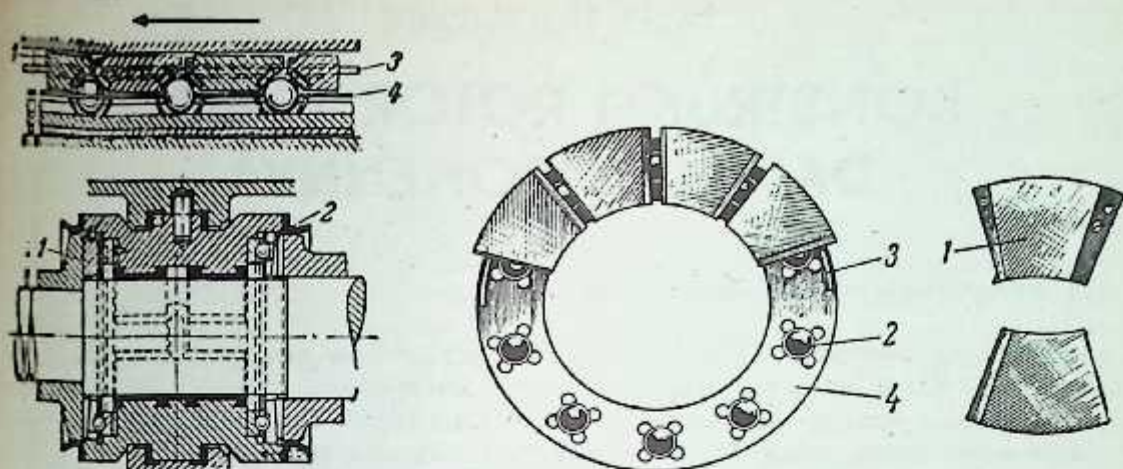
Gambar 12-39 menunjukkan konstruksi gabungan lain antara bantalan luncur dan dorong. Bagian bantalan luncur unit tersebut ditempatkan di antara dua bantalan dorong. Cakram dorong yang menetap



Gambar 12-38. Gabungan bantalan luncur dan dorong buatan L.M.W.

1—laluan minyak yang melingkar; 2—ruang untuk suplai minyak ke bantalan dorong; 3—orifis untuk pengeluaran minyak dari dalam bantalan; 4—penyokong bantalan luncur dan dorong; 5—pemegang penyokong atas dan bawah; 6—pad bantalan luncur; 7—lapisan logam putih untuk bantalan luncur; 8—cakram dorong; 9—bilah paking untuk penyebaran aksial; 10—poros turbin.

poros turbin.



Gambar 12-39. Potongan terinci gabungan bantalan luncur dan dorong (Brown Boveri Corporation)
 1—pad dorong; 2—bola baja; 3—kawat pengikat; 4—sangkar.

dan kedudukan rotor turbin dipasang pada poros turbin. Penempatan kedudukan penyokong bantalan yang tepat pada kolomnya dicapai dengan menempatkan sejumlah bilah paking di antara penyokong dan badan kolom tersebut.

Pad dorong bantalan dorong keduanya disambung oleh kawat baja 3 yang menahan keduanya pada dukannya. Di samping itu setiap pad dorong ini dapat menyesuaikan dirinya sendiri pada dukannya yang berbentuk bola 2 yang bergerak bebas di dalam lubang 4. Cincin (washer) baja dicerukkan (recessed) ke dalam pad dorong untuk dapat menahan beban yang bekerja padanya. Pemberian bola baja memungkinkan pad dorong menyesuaikan kedudukannya dengan kedudukan yang diinginkan. Skets atas pada Gambar 12-39 menunjukkan bentangan cakram dan pad dorong yang dari gambar tersebut dapat dilihat bahwa ruang bebas (clearance) yang berbentuk baji terbentuk di antara cakram dorong dan pad bantalan. Tekanan minyak di dalam ruang bebas itu tidak seragam, yang bertambah tinggi dengan menyempitnya ruang bebas tersebut. Bagian bantalan luncur gabungan bantalan itu disuplai dengan minyak pada tengah-tengahnya. Sebagian minyak ini dimanfaatkan untuk pelumasan dan pendinginan bantalan luncur dan sebagian minyak yang selebihnya dialirkan ke bantalan dorong untuk pelumasannya. Keuntungan bantalan dorong jenis segmen adalah dalam hal kekompakannya dan distribusi tekanan yang seragam pada seluruh pad dorongnya. Konstruksi bantalan dorong jenis segmen adalah sedemikian sehingga selalu terdapat lapisan minyak yang tipis pada pad dan cakram dan dengan demikian tekanan spesifik yang besarnya hingga 155 sampai 25 kg/cm² aman diandaikan untuk pendesainannya.

Bab Tigabelas

KONSTRUKSI ROTOR TURBIN DAN KOMPONENNYA

13.1. BAHAN DAN KONSTRUKSI SUDU-GERAK

Sudu gerak dimaksudkan untuk pengkonversian energi kinetik uap yang mengalir menjadi kerja mekanis pada poros turbin. Kerja yang dilakukan oleh uap ditransmisikan ke poros melalui cakram yang pada poros tersebut dipasang sudu gerak tersebut. Berbagai metode dipakai untuk pemasangan sudu-sudu ke drum atau turbin. Gambar 13-1 menunjukkan sejumlah metode yang dipakai. Sudu-sudu pendek yang mempunyai gaya sentrifugal yang kecil umumnya dibuat dengan tangkai (tang) yang berbentuk-T dan dipasang pada cakram seperti yang ditunjukkan pada Gambar 13-1a, b dan c. Bila sudu dan tangkai lebarnya sama, dipakai penjarak (spacer) untuk mendapatkan laluan yang semestinya. Sudu dan penjarak diselipkan ke dalam alur yang dibuat pada beberapa tempat pada keliling cakram. Sesudah perakitan semua sudu dan penjarak secara lengkap, alur-alur ini disumbat atau sudu-sudu dengan tangkai yang bentuknya sama dengan bentuk alur diselipkan dan diikat dengan paku keling pada tempatnya. Bila penjarak dipakai untuk perakitan sudu, sejenis peralatan pengunci dipakai untuk menahannya terhadap tarikan gaya sentrifugal yang timbul sewaktu beroperasi. Tergantung pada jenis peralatan pengunci yang dipakai, jarak sudu pada tempat ini dapat sama atau lebih besar dari yang normal. Sudu yang bersebelahan dengan pengunci ini dalam hal jarak sudu yang lebih besar, mengalami gaya yang lebih besar daripada gaya sudu-sudu lainnya yang mengakibatkan ketakseragaman aliran yang lebih besar sesudah melewati sudu dan kerugian yang lebih besar. Jenis-jenis tangkai sudu, yang ditunjukkan pada Gambar 13-1a dan b, mempunyai keuntungan dan keburukan yang sama. Permukaan pendukung sudu adalah luasan antara ukuran-ukuran p permukaan M dan kelepak tangkai yang berpasangan dengan permukaan sepanjang diameter luar cakram. Ruang bebas yang ditunjukkan pada gambar dibuat untuk meniadakan terbentuknya tegangan pada permukaan lateral tangkai sudu.

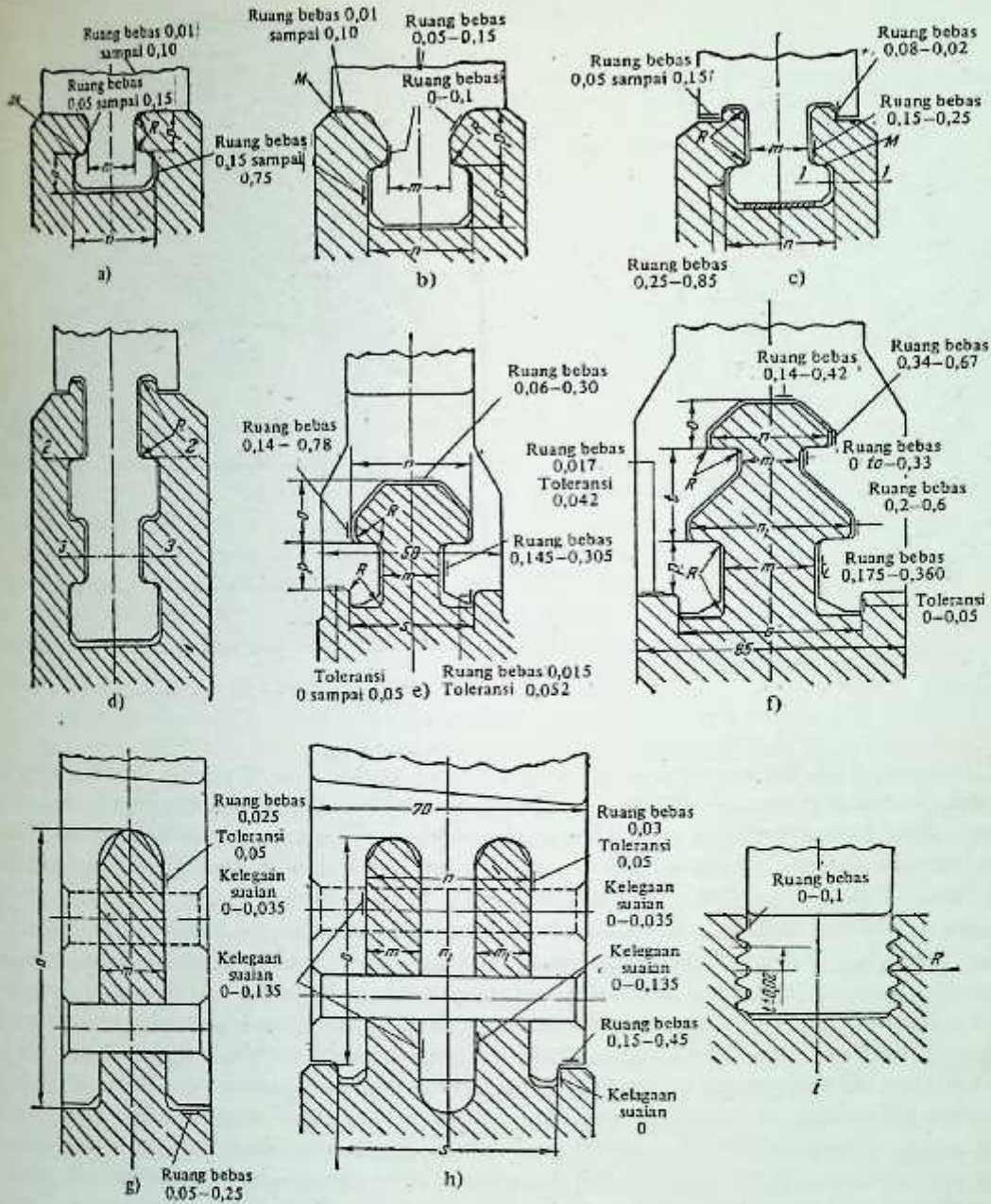
Tangkai sudu yang ditunjukkan pada Gambar 13-1c dan d tidak jauh berbeda dengan tangkai sudu yang ditunjukkan pada a dan b, akan tetapi, permukaan dukungannya terbentuk dalam cara yang sama sekali berbeda. Adanya penjepit samping pada sudu dan kelepak pada cakram akan membentuk permukaan dukung yang sedemikian sehingga penguakan rahang cakram akan tertahan bila gaya lentur terjadi pada penampang $I-I$ sewaktu cakram sedang beroperasi. Permukaan didukung sepanjang keliling cakram akan menambah kekakuan pengikatan dalam arah aksial. Suatu lembaran paking tipis kadang-kadang ditempatkan di antara tangkai sudu dan alur seperti yang ditunjukkan pada Gambar 13-1c yang memberikan permukaan dukung tambahan dan memperkuat pengikatan sudu. Pemakaian sim (shim) yang demikian ternyata sangat menguntungkan.

Tangkai sudu bentuk T ganda yang ditunjukkan pada Gambar 13-1d akan menambah kekakuan pengikatan sudu dalam arah aksial, tetapi ini tidak sesuai bila ditinjau dari segi produksi karena tangkai yang demikian ini akan mengakibatkan biaya produksi yang tinggi. Metode pemasangan sudu lainnya ditunjukkan pada Gambar 13-1e dan f yang dipakai oleh Kh.T.W. untuk pemasangan sudu yang pendek maupun sudu yang panjang ke cakram turbin tekanan-tinggi jenis VR-25 dan yang lainnya; pemasangan yang ditunjukkan pada e dipakai untuk sudu yang pendek dan pemasangan secara f adalah untuk sudu yang panjang.

Gambar 13-1g dan h menunjukkan pemasangan dengan tangkai yang berbentuk garpu. Jumlah kakinya tergantung pada jenis dan ukuran sudu. Sudu diikat ke cakram dengan bantuan paku keling yang ditempatkan pada lubang dengan suaian-ketat dengan kepala paku keling yang dibenamkan dan dipukul dari kedua sisi. Sudu dengan akar yang bergerigi yang ditunjukkan pada Gambar 13-1i dipakai untuk sudu pendek.

Metode pemasangan sudu yang dilakukan untuk tingkat-tingkat tekanan-rendah turbin L.M.W. jenis VK-50, VK-100 dan lain-lain ditunjukkan pada Gambar 10-12.

Sejumlah pabrik memakai jenis pemasangan dengan akar bergerigi untuk sudu yang panjang seperti yang ditunjukkan pada Gambar 13-2. Susunan yang demikian membantu dalam menjaga tegangan du-



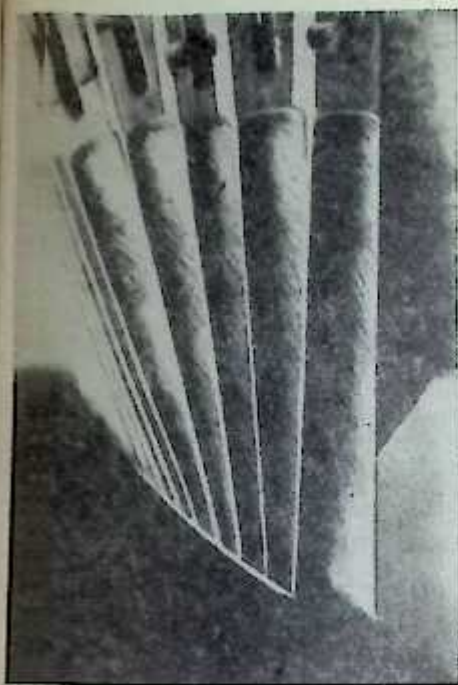
Gambar 13-1. Metode pemasangan sudu.

... dalam batas-batas yang diizinkan, baik pada tangkai sudu maupun pada cakram, yakni pada permukaan temunya. Gambar 13-1 dan 13-2 menunjukkan margin untuk penghalusan guna memudahkan pemasangan sudu-sudu ke dalam cakram.

Sudu-sudu itu dibuat dalam satu segmen yang terdiri dari 5-6 sampai 10-12 sudu yang diikat pada kawat akar dan dirakit pada pembentuk, dan dipegang oleh bilah selubung¹. Selanjutnya segmen itu biasanya dipatri dalam cairan perak.

Gambar 13-3 menunjukkan suatu skala yang diperbesar dari potongan sudu gerak dengan penampang-konstan. Batas-batas pada mana sudu harus dibuat diberikan pada skets. Tanda panah menunjukkan arah aliran uap, dan permukaan kerja sudu yang di dekatnya menunjukkan pembentukan laluan sudu. Ujung-ujungnya dibulatkan dengan diameter 0,5 sampai 0,8 mm. Lebar sudu dipilih yang tergantung pada panjangnya; adalah sangat jarang untuk menjumpai sudu dengan lebar yang kurang dari 0,1 kali panjang-

¹ A.V. Levin, *Blades and Discs of Steam Turbin*, Gosenergoizdat, 1953, P.N. Shlyakhin, *Vibration of Turbine Blades*, Gosenergoizdat, 1946.



Gambar 13-5. Sudu-sudu baja nikel yang dibongkar dari cakram setelah periode operasi yang lama.

sudu-sudu tersebut. Karena sudu-sudu ini beroperasi pada daerah aliran uap basah, bila-bila stelit dipatrikan pada bagian belakang sudu pada ujung yang menghadap ke arah datangnya uap untuk melindungi sudu tersebut dari erosi. Sudu-gerak turbin-turbin stasioner kapasitas-besar dibuat dari baja nikel dan kromium (jenis baja tahan karat). Sudu tingkat-pengatur yang beroperasi pada tekanan dan temperatur tinggi dibuat dari baja mutu tinggi (misalnya Kh.T.W. memakai baja kelas ЭИ69¹ untuk sudu tingkat pengatur turbin jenis VR-25).

Pengalaman menunjukkan bahwa sudu baja nikel yang beroperasi pada daerah uap basah sangat banyak mengalami korosi maupun erosi. Gambar 13-5 menunjukkan segmen sudu baja nikel yang menjadi tidak baik lagi untuk dioperasikan setelah bekerja selama 44.782 jam, disebabkan oleh pengaruh korosi dan erosi pada ujung-ujung sudu. Permukaan sudu ternyata penuh dengan lubang-lubang (pitting) pada arah memanjang. Sekalipun demikian sudu baja tahan karat, ternyata tidak mengalami hal yang demikian dan oleh sebab itu sudu turbin kondensasi sekarang ini dibuat dari baja tahan karat atau baja paduan mutu tinggi.

13.2. DESAIN SUDU

Gaya-gaya sentrifugal yang bekerja pada sudu, selubung, kawat pengikat dan gaya-gaya yang dikerjakan oleh uap pada sudu semuanya dijumlahkan untuk memperoleh gaya total yang mengakibatkan tegangan pada sudu. Gaya sentrifugal menyebabkan tegangan tarik dan lentur yang besarnya konstan, sementara tekanan uap menyebabkan tegangan lentur yang besarnya bervariasi. Tegangan konstan akibat gaya sentrifugal dikenal sebagai tegangan statik dan tegangan yang diakibatkan oleh tekanan kukus dikenal sebagai tegangan dinamik. Sudu didesain berdasarkan pengaruh total tegangan statik dan dinamik karena sudu ini dibebani oleh keduanya secara serentak.

1. Tegangan Tarik pada Sudu Turbin Akibat Gaya Sentrifugal (Titik Bobot Penampang Sudu pada Satu Garis Radial)

Penampang yang paling berbahaya pada sudu dengan penampang yang konstan adalah penampang pada akar sudu, karena penampang ini diperlemah oleh adanya lubang paku keling, dan lain-lain. Dalam beberapa hal, penampang sudu dibuat lebih besar pada akarnya untuk mengurangi konsentrasi tegangan

¹ Komposisi kimia baja ini adalah: C-0,4 sampai 0,5%; Si-0,3 sampai 0,8%; Mn-0,2 sampai 0,4%; Cr-13 sampai 15%; Ni-13 sampai 15%; W-2 sampai 2,7%; Mo-0,4 sampai 0,6%.

(stress concentration). Sudu yang dipuntir atau yang penampangnya bervariasi, penampang yang paling lemah juga pada akarnya.

Untuk sudu dengan penampang konstan menurut panjangnya, tegangan pada penampang yang terlemah adalah

$$\sigma = \frac{C_0}{F_0} = \frac{C_b + \Sigma C_s}{F_0}, \quad (13-1)$$

dengan $C_0 = C_b + \Sigma C_s$ - gaya sentrifugal sudu, selubung, dan lain-lain, kg;

F_0 - luas penampang sudu yang paling lemah (penampang akar sudu), cm^2 .

Gaya sentrifugal sudu dengan penampang konstan adalah

$$C_b = \frac{G_b}{g} r_{\text{rat}} \omega^2 = \frac{F_0 l \gamma}{g} r_{\text{rat}} \omega^2, \quad (13-2)$$

dengan G_b - bobot sudu, kg;

l - tinggi sudu, cm;

γ - bobot spesifik bahan sudu, kg/cm^3 ;

r_{rat} - jari-jari diameter rata-rata, cm

ω - kecepatan sudut.

Gaya sentrifugal selubung diperoleh

$$G_s = \frac{G_s}{g} r_s \omega^2 = F_s t_s \gamma r_s \frac{\omega^2}{g}, \quad (13-2a)$$

dengan G_s - bobot bilah selubung; kg;

F_s - luas penampang bilah sudu, cm^2 ;

t_s - panjang setiap bilah selubung, cm;

r_s - jari-jari titik berat selubung, cm.

Gaya sentrifugal kawat pengikat adalah

$$C_k = \frac{G_k}{k} r_k \omega^2 = F_k t_k \gamma r_k \frac{\omega^2}{g}, \quad (13-2b)$$

dengan G_k - bobot kawat yang panjangnya t_k , kg;

F_k - luas penampang kawat, cm^2 ;

t_k - panjang setiap kawat pengikat, cm;

r_k - jari-jari letak kawat tersebut ditempatkan yang diukur dari tengah-tengahnya, cm;

Dengan mensubstitusikan rumus-rumus (13-2), (13-2a) dan (13-2b) ke dalam Persamaan (13-1) dan dengan menuliskan $\omega = \pi n/30$ kita peroleh

$$\sigma = \frac{\pi^2 n^2 \gamma}{900 g} \left[t r_{\text{rat}} + \frac{F_s}{F_0} t_s r_s + \frac{1}{F_0} \sum (F_k t_k r_k) \right]$$

Dengan $\gamma = 0,00785 \text{ kg/cm}^3$ dan $g = 981 \text{ cm/detik}^2$, kita peroleh

$$\sigma = 0,88 \times 10^{-7} n^2 \left[t r_{\text{rat}} + \frac{F_s}{F_0} t_s r_s + \frac{1}{F_0} \sum (F_k t_k r_k) \right]. \quad (13-3)$$

Gaya sentrifugal sudu dengan penampang yang bervariasi

$$C_b' = \frac{G_b'}{g} r_{\text{tb}} \omega^2 \quad (13-4)$$

dengan G_b' - bobot sudu dari ujung sudu hingga ke penampang yang diperhatikan, kg;

r_{tb} - jari-jari letak titik berat penampang yang diperhatikan, cm.

Untuk sudu dengan penampang yang bervariasi dengan perubahan luas penampang seragam menurut panjangnya, bobot G_b' dapat diperoleh sebagai berikut

$$G_b' = \frac{F_1 + F_2}{2} l \gamma, \quad (13-4a)$$

dengan F_1 - luas penampang pada akar sudu atau pada penampang yang diperhatikan;

F_2 - luas ujung sudu;

l - panjang sudu atau panjang bagian sudu yang diperhatikan.

Titik bobot sudu atau bagian sudu yang diperhatikan diperoleh dengan menyamakan momen bagian-bagian penampang elementer. Dengan mengetahui titik bobot tersebut, jari-jari r_{tb} dengan mudah dapat

Dengan mensubstitusikan nilai G'_b dari Persamaan (13-4a) ke dalam (13-4), kita peroleh

$$C'_b = \frac{F_1 + F_2}{2g} l r_{tb} \omega^2 \tag{13-4b}$$

Tegangan akibat gaya sentrifugal pada akar sudu dengan penampang yang bervariasi secara seragam menurut panjangnya dari Persamaan (13-3) dan (13-4b) adalah

$$\sigma' = 0,88 \times 10^{-7} n^2 \left[\frac{F_1 + F_2}{2} l r_{tb} + \frac{F_2}{F_1} t_s r_s + \frac{1}{F_1} \sum (F_k r_k t_k) \right] \tag{13-5}$$

2) Tegangan Lentur Akibat Gaya Sentrifugal (Sudu yang Titik Bobotnya Tidak pada Garis Radial)

Apabila titik bobot sejumlah penampang tidak terletak pada satu garis radial, gaya sentrifugal tidak akan bekerja pada titik bobot sudu yang dalam hal ini tegangan lentur akan dialami pada penampang yang merupakan titik-bobot tersebut.

Gambar 13-6 menunjukkan lukisan sudu dengan garis radial melewati titik bobotnya K . Garis OO adalah garis radial yang melewati sumbu turbin (titik O) dan titik bobot sudu (titik K). Garis SS melewati titik bobot penampang melintang, menurut seluruh panjangnya l . Garis OO_1 melewati sumbu turbin dan titik bobot penampang $a_2 a_2$ (titik K_1).

Momen gaya sentrifugal C_b , terhadap penampang akar sudu aa diberikan oleh persamaan

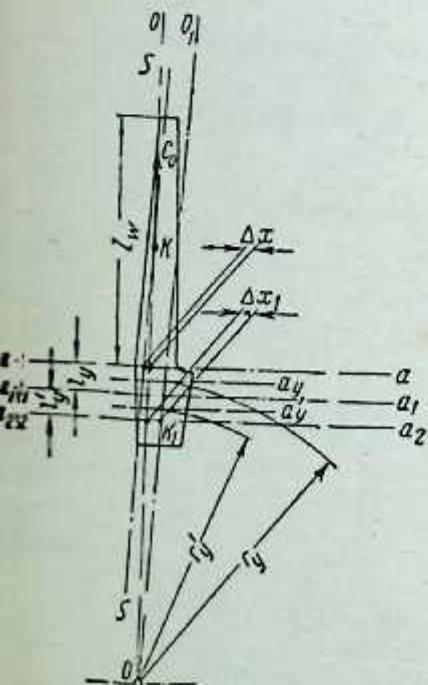
$$M_b = C_b x = C_b \Delta x_{aa} + C_s \Delta x_s + \sum (C_w \Delta x_w) \tag{13-6}$$

Δx - jarak antara titik bobot penampang akar sudu aa dan garis radial yang melewati titik bobot sudu, selubung dan kawat pengikat;

Δx_s dan Δx_w - masing-masing jarak antara titik bobot selubung dan kawat pengikat dan garis radial yang melewati titik bobot sudu.

Tegangan lentur pada penampang aa diperoleh sebesar

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_x} = \frac{C_b \Delta x}{W_x} \tag{13-7}$$



Gambar 13-6. Sudu panjang dengan titik bobot yang tidak terletak pada garis radial.

dengan W_x —momen perlawanan minimum penampang aa .

Rumus ini selanjutnya dapat disederhanakan lagi seperti berikut

$$\sigma_b = \frac{C_0 \Delta x}{W_x} \approx \frac{C_0 \Delta x_{aa}}{W_x}$$

Dengan mensubstitusikan nilai C_0 dari persamaan (13-2), (13-2a) dan (13-2b) ke dalam persamaan (13-7) dan dengan penyederhanaan seperti yang diperlihatkan di atas, kita peroleh

$$\sigma_b = \frac{0,88 \times 10^{-7} n^2 \Delta x_{aa}}{W_x} [F_0 l r_{rat} + F_s t_s r_s + \sum (F_k t_k r_k)] \quad (13-7a)$$

untuk sudu-sudu dengan penampang konstan; dan

$$\sigma_b = \frac{0,88 \times 10^{-7} n^2 \Delta x_{aa}}{W_x} \left[\frac{F_1 + F_2}{2} l r_{tb} + F_s t_s r_s + \sum (F_k t_k r_k) \right] \quad (13-7b)$$

untuk sudu dengan penampang yang bervariasi menurut panjangnya. Gaya sentrifugal pada Persamaan (13-7b) adalah gaya sentrifugal yang diperoleh dari Persamaan (13-4b).

Gaya sentrifugal sudu dan selubung akan menyebabkan tegangan pada penampang akar sudu. Adalah biasa untuk menghitung tegangan-tegangan ini untuk penampang yang paling lemah seperti penampang $a_2 a_2$ pada Gambar 13-6.

Contoh: Hitunglah tegangan yang disebabkan oleh gaya sentrifugal pada sudu, dengan penampang yang konstan pada akarnya bila $F_0 = 0,82 \text{ cm}^2$; $l = 140 \text{ mm}$; $r_{rat} = 560 \text{ mm}$; $\gamma = 0,00785 \text{ kg/cm}^3$; $n = 3.000 \text{ rpm}$; jumlah sudu pada cakram $z = 240$. Sudu-sudu ini hanya diikat oleh bilah selubung, lebar selubung adalah 26 mm dan tebalnya 2 mm.

Luas penampang bilah selubung $F_s = 2,6 \times 0,2 = 0,52 \text{ cm}^2$.

Jari-jari pada mana titik bobot penampang ini terletak adalah

$$r_s = r_{rat} + 0,5l + 0,5s = 560 + 0,5 \times 140 + 0,5 \times 2 = 631 \text{ mm.}$$

Jarak antara sudu pada selubung

$$t_b = \frac{2\pi r_s}{z} = \frac{2\pi \times 631}{240} = 16,5 \text{ mm.}$$

Tegangan pada sudu dari Persamaan (13-3) akan sebesar

$$\sigma = 0,88 \times 10^{-7} \times 3.000^2 \left(14 \times 56 + \frac{0,52}{0,82} 1,65 \times 63,1 \right) = 672 \text{ kg/cm}^2.$$

Tegangan lentur dan tarik ditimbulkan pada penampang $a_2 a_2$ oleh gaya sentrifugal sudu, selubung dan bagian sudu di atas penampang $a_2 a_2$.

Tegangan tarik yang diakibatkan oleh gaya sentrifugal pada penampang $a_2 a_2$ dapat ditentukan dari hubungan

$$\sigma'' = 0,88 \times 10^{-7} n^2 \left[\frac{F_n}{F_y} l r_{rat} + \frac{F_s}{F_y} t_s r_s + \frac{1}{F_y} \sum (F_s t_s r_s) + \frac{F_y}{F_y} l_y r_y + l_y' r_y' \right] \quad (13-8)$$

untuk sudu dengan penampang yang konstan; dan

$$\sigma''' = 0,88 \times 10^{-7} n^2 \left[\frac{F_1 + F_2}{2F_y} l r_{tb} + \frac{F_s}{F_y} t_s r_s + \frac{1}{F_y} \sum \left(F_k t_k r_k + \frac{F_y}{F_y} l_y r_y + l_y' r_y' \right) \right] \quad (13-8a)$$

untuk sudu dengan penampang yang bervariasi,

dengan F_y dan F_y — luas penampang sudu pada $a_y a_y$ dan $a_y' a_y'$, cm^2 ;

l_y dan l_y — tinggi antara penampang aa dan $a_1 a_1$, $a_1 a_1$ dan $a_2 a_2$;

r_y dan r_y' — jari-jari pada mana titik berat bagian-bagian sudu ini terletak.

Gaya lentur yang diakibatkan oleh gaya sentrifugal pada penampang akar sudu dapat ditentukan dari

$$\sigma_b = \frac{0,88 \times 10^{-7} n^2}{W_x} [F_0 l r_{rat} \Delta x_b + F_s t_s r_s \Delta x_s + \sum (F_k t_k r_k \Delta x_k) + F_y l_y r_y \Delta x_y] \quad (13-9)$$

akarnya dengan penampang yang konstan, dan

$$\sigma_b = \frac{0,88 \times 10^{-7} n^2}{W_x} \left[\frac{F_1 + F_2}{2} l r_{tb} \Delta x_b + F_s t_s r_s \Delta x_s + \sum (F_w t_w r_w \Delta x_w) + F_y l_y r_y \Delta x_y \right] \quad (13-9a)$$

akarnya sudu dengan penampang yang bervariasi dengan Δx_b , Δx_s , Δx_k dan Δx_y masing-masing adalah jarak antara titik bobot penampang $a_2 a_2$ dan garis-garis radial yang melewati sudu, selubung, kawat pengikat dan bagian ekor sudu yang panjangnya l_y .

Tegangan tarik dan lentur total akibat gaya sentrifugal yang diizinkan untuk baja nikel dan kromium adalah kira-kira 1.000 sampai 1.200 kg/cm², dan untuk baja tahan karat dari 1.500 sampai 1.600 kg/cm², dan kadang-kadang dapat lebih tinggi lagi; misalnya, untuk sudu tingkat tekanan-rendah turbin konsumen kapasitas-besar tekanan-tinggi didesain dengan tegangan tarik dan lentur sebesar 2.000 sampai 2.200 kg/cm² yang diakibatkan oleh gaya sentrifugal.

3. Tegangan Lentur Akibat Tekanan Uap

Uap yang mengalir keluar dari nosel tidak mempunyai kecepatan yang konstan pada seluruh kelingannya. Dengan demikian uap menubruk sudu-gerak dengan kecepatan yang bervariasi secara periodik dan menimbulkan tegangan dinamik yang bervariasi pada akar sudu. Tegangan ini sukar menentukannya disebabkan kecacauan pada kecepatan uap tidak diketahui. Jadi diandaikan bahwa kecepatan aliran uap pada keliling nosel adalah konstan yang mengerahkan gaya statik yang konstan pada sudu-sudu. Dengan anggandaian di atas, gaya konstan berikut yang bekerja pada sudu-gerak dapat ditentukan:

a) Gaya yang searah dengan putaran

$$P_u = \frac{102 N_u}{euz} = \frac{102 \times 3.600 G_0 h_u}{860 euz} = \frac{427 G_0 h_u}{euz} \quad (13-10)$$

N_u - daya yang dihasilkan pada pelek (rim) cakra, kW;

ϵ - derajat pemasukan parsial;

u - kecepatan keliling rata-rata, m/detik;

z - jumlah sudu pada cakram;

G_0 - jumlah uap yang mengalir melalui tingkat, kg/detik;

$h_u - h_0 + h_e^{pr} - h_n - h_b - h_e$ - penurunan kalor yang dimanfaatkan pada tingkat tersebut.

b) Gaya yang dikerjakan akibat perbedaan tekanan antara kedua permukaan sudu yang bekerja dalam arah sumbu turbin

$$P_a = lt (\rho'_1 - \rho_2) \quad (13-11)$$

l - tinggi sudu;

t - jarak antara sudu pada diameter-rata-rata

ρ'_1 dan ρ_2 - tekanan uap sebelum dan sesudah sudu-sudu gerak (untuk turbin impuls murni $P_a = 0$).

c) Gaya dikerjakan dalam arah sumbu turbin akibat perubahan momentum uap yang mengalir

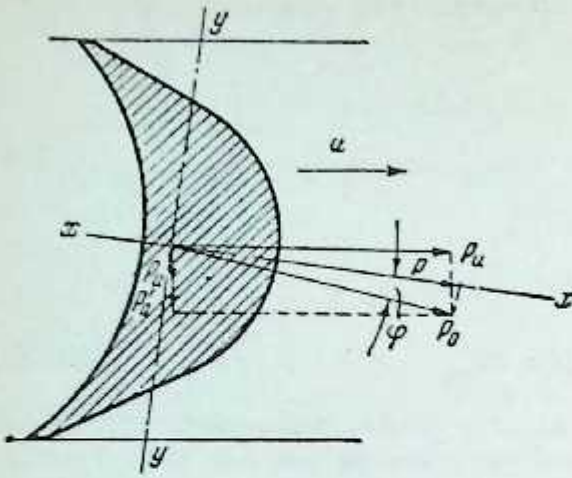
$$P'_a = \frac{G_0}{gez} (c_{1a} - c_{2a}) \quad (13-12)$$

dengan c_{1a} dan c_{2a} - komponen aksial kecepatan uap pada sisi masuk dan sisi keluar.

Gambar 13-7 menunjukkan arah resultan gaya yang dikerjakan oleh uap pada sudu gerak.

Gaya resultan diberikan oleh diagonal segitiga, yakni:

$$P_0 = \sqrt{P_u^2 + (P_a + P'_a)^2} \quad (13-13)$$



Gambar 13-7. Gaya-gaya lentur pada sudu.

Gaya yang dikerjakan dalam arah sumbu xx adalah

$$P = P_0 \cos \varphi. \quad (13-14)$$

Dengan mengandaikan gaya yang bekerja dalam arah xx adalah konstan pada seluruh panjang sudu momen lentur terhadap yy ditentukan sebagai

$$M_x = \frac{Pl}{2}. \quad (13-15)$$

Tegangan lentur akibat tekanan uap dengan demikian adalah

$$\sigma_b = \frac{M_x}{W_y} = \frac{Pl}{2W_y} = \frac{P_0 l}{2W_y} \cos \varphi, \quad (13-16)$$

dengan W_y – momen perlawanan terkecil sudu relatif terhadap sumbu yy , cm^3 ;

Dalam hal turbin impuls dengan reaksi yang dapat diabaikan, gaya-gaya P_u dan P_v diabaikan dan sumbu sudu yy diambil sejajar dengan sumbu turbin. Persamaan (13-16) dengan demikian menjadi

$$\sigma_b = \frac{P_u l}{2W_y} \quad (13-17)$$

Tegangan lentur σ_b diandaikan:

- a) untuk turbin dengan pemasukan parsial

$$\sigma_b \leq 190 \text{ kg/cm}^2;$$

- b) untuk turbin dengan pemasukan penuh

$$\sigma_b \leq 380 \text{ kg/cm}^2.$$

Tegangan lentur untuk tingkat tekanan-rendah turbin kondensasi biasanya diambil 100 kg/cm^2 bahkan lebih rendah lagi akibat gaya sentrifugal yang lebih besar yang bekerja padanya. Untuk mendapatkan pengurangan tegangan pada sudu turbin-turbin kondensasi kapasitas besar tingkat tekanan-rendah yang relatif panjang, adalah biasa untuk menyetel garis titik bobot menurut panjangnya terletak pada garis radial sedikit di depan garis radial yang melewati titik bobot sudu, sehingga sebagian tegangan yang diakibatkan oleh gaya sentrifugal dihilangkan oleh tegangan lentur yang diakibatkan oleh impuls.

Momen perlawanan W_x dapat ditentukan secara grafis seperti yang diberikan pada Pasal 12-4.

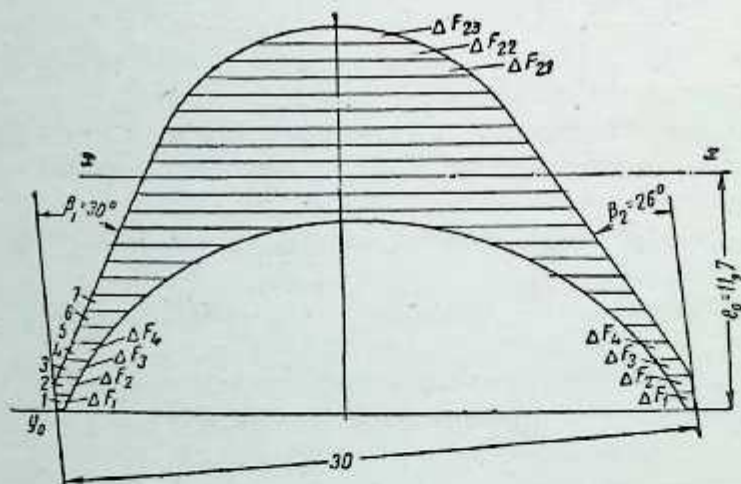
Penentuan momen inersia dan momen perlawanan secara grafis untuk profil sudu yang ditunjukkan pada Gambar 13-8 adalah sebagai berikut (sudu digambarkan dengan skala 6 : 1).

Penampang sudu itu kemudian dibagi lagi menjadi 23 sub-bagian. Hasil-hasil perhitungan ini diberikan pada Tabel 13-1. Kolom pertama memberikan nomor urut setiap bagian dan kolom yang berikutnya memberikan besaran-besaran yang dibutuhkan untuk mendapatkan momen inersia dan tegangan lentur setiap bagian elementer ini terhadap sumbu xx yang dari sini I_x dan W_x dapat ditentukan.

13-1

No. Bilah	Luas bilah elemen-ter, cm ²	Jarak sumbu x ₀ x ₀ ke titik bobot bilah elementer, cm.	Momen luas terhadap sumbu x ₀ x ₀ , cm ²	Jarak dari sumbu utama xx ke titik bobot bilah elementer, cm.	Kuadrat jarak dari sumbu utama xx ke titik bobot bilah elementer, cm ²	Momen inersia bilah elementer terhadap sumbu utama xx, cm ⁴
1	0,250	0,25	0,0625	6,773	45,874	11,468
2	0,725	0,25	0,9063	5,773	33,328	24,163
3	0,809	0,75	1,4000	5,273	27,805	22,244
4	0,925	2,25	2,0813	4,773	22,782	21,073
5	1,125	2,75	3,0938	4,273	18,259	20,541
6	1,375	3,25	4,4688	3,773	14,236	19,574
7	1,698	3,75	6,3675	3,273	10,713	18,191
8	2,175	4,25	9,2438	2,773	7,690	16,726
9	2,825	4,75	13,4188	2,273	5,167	14,596
10	3,945	5,25	20,7113	1,773	3,144	12,031
11	5,470	5,75	38,4525	1,273	1,621	8,867
12	6,115	6,25	39,2188	0,773	0,598	3,657
13	5,870	6,75	39,6225	0,273	0,075	0,440
14	5,820	7,25	42,1950	0,227	0,052	0,303
15	5,340	7,75	41,3850	0,727	0,529	2,825
16	5,070	8,25	41,8275	1,227	1,506	7,635
17	4,800	8,75	42,0000	1,727	2,983	14,318
18	4,450	9,25	41,1625	2,227	4,960	22,072
19	4,625	9,75	39,2438	2,727	7,437	29,934
20	3,475	10,25	35,6188	3,227	10,414	36,189
21	2,700	10,75	29,0250	3,727	13,891	37,506
22	1,125	11,25	12,6563	4,227	17,867	20,100
	M ² ΔF	Me	M ² ΔFe	M(e ₀ - e)	M ² (e ₀ - e) ²	M ⁴ ΔF(e ₀ - e) ²

$\sum M^2 \Delta F = 70,703 \text{ cm}^2$; $M^2 \sum \Delta Fe = 496,6118 \text{ cm}^2$;
 $M^2 \sum \Delta F (e_0 - e)^2 = 388,088 \text{ cm}^4$;
 $e = \frac{M^2 \sum \Delta Fe}{M^2 \sum \Delta F} = \frac{496,6118}{70,703} = 1,17 \text{ cm}$;
 $I_x = \frac{M^4 \sum \Delta F (e_0 - e)^2}{M^2 \sum \Delta F} = \frac{388,088}{70,703} = 0,2555 \text{ cm}^4$.



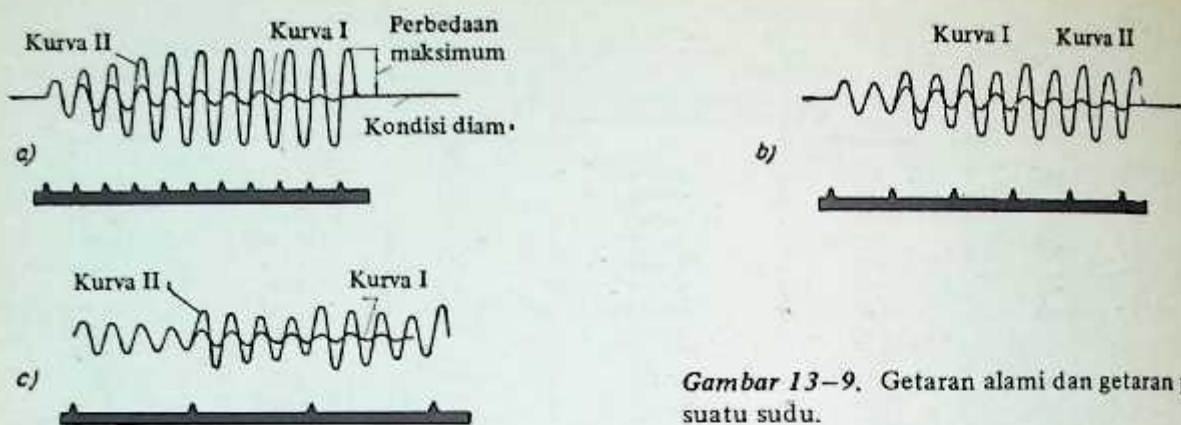
Gambar 13-8. Profil sudu gerak untuk menentukan momen perlawanan terhadap sumbu xx.

13.3. GETARAN SUDU

Bila sebuah sudu atau rakitan sudu dikenai oleh gaya sesaat, akan terjadi getaran bebas disebabkan oleh kelentingan bawaan (inherent) sudu atau rakitan sudu tersebut. Frekuensi getaran ini tergantung pada ukuran sudu atau rakitan sudu maupun metode pemasangannya pada cakram. Amplitudo getaran ini akan terus mengecil disebabkan oleh tahanan medium di sekitarnya dan gesekan-dalam bahan yang dimaksud, dengan kata lain, getaran ini adalah getaran yang teredam.

Kurva I pada Gambar 13-9a, b dan c menunjukkan suatu getaran bebas yang teredam. Bila satu sudu atau rakitan sudu dikenai oleh gaya luar yang sifatnya periodik, akan terbentuk getaran paksa. Yang terpenting adalah bila frekuensi gaya-luar tersebut sama atau kurang daripada frekuensi alami sudu atau rakitan sudu tersebut yang dalam hal ini akan terjadi resonansi. Sewaktu beresonansi, amplitudo getaran ini akan terus membesar dari nilai minimum hingga ke nilai maksimum yang tertentu.

Kurva-kurva II pada Gambar 13-9a, b dan c menunjukkan getaran paksa untuk berbagai harmonik.



Gambar 13-9. Getaran alami dan getaran paksa suatu sudu.

Dengan membandingkan kurva-kurva I dan II, terlihat bahwa untuk sudu yang diketahui (atau rakitan sudu) getaran paksa dan getaran bebas adalah sama untuk (a) atau lebih rendah untuk (b) dan (c). Jadi superposisi gaya luar yang periodik dengan frekuensi beresonansi hanya akan menyebabkan penambahan pada amplitudo getaran tanpa mempengaruhi frekuensinya.

Pada kondisi operasi normal, hanya getaran paksa yang mungkin terjadi pada turbin-turbin uap. Frekuensi getaran-getaran ini dapat atau tidak dapat beresonansi dengan frekuensi gaya-luar yang periodik tersebut. Uap yang mengalir keluar dari nosel dapat menyebabkan sudu bergetar dalam berbagai bentuk seperti:

- a) getaran pada bidang cakram getaran tangensial;
- b) getaran pada bidang yang tegak lurus terhadap arah putaran—getaran aksial; dan
- c) puntiran terhadap sumbu sudu itu sendiri atau sumbu rakitan sudu—getaran puntiran.

1. Getaran Tangensial pada Sudu

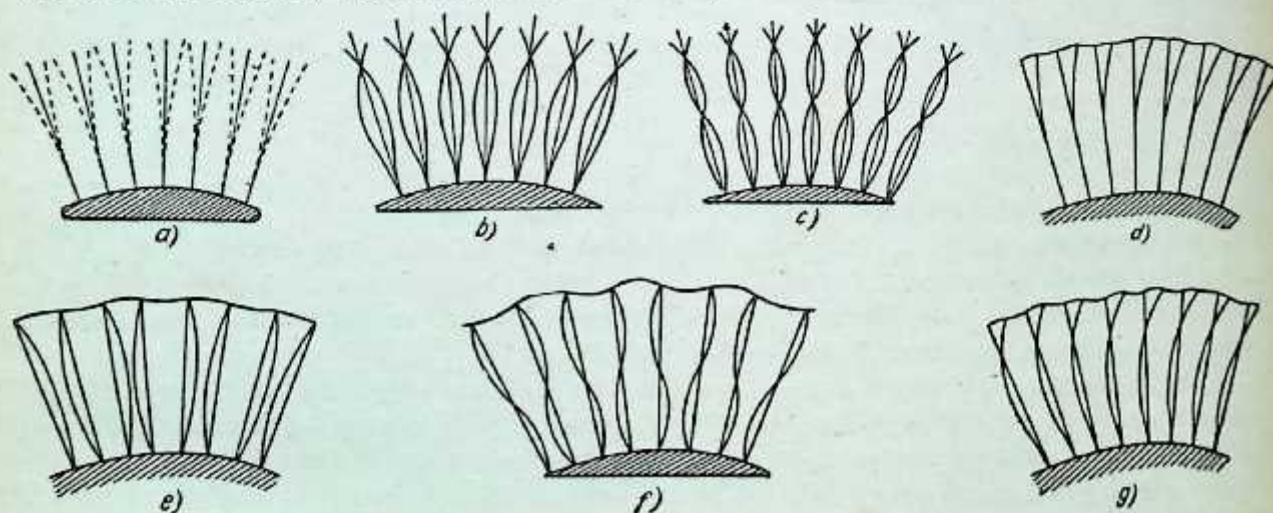
Getaran sudu yang dipasang pada cakram sebagai suatu elemen yang terpisah akan berbeda dengan getaran sudu yang dipasang pada cakram dalam bentuk segmen.

Sudu-sudu yang langsung dipasang pada cakram dapat mempunyai jenis-jenis getaran berikut:

- a) getaran yang intes pada ujung sudu tanpa simpul (node) (Gambar 13-10a) yang dikenal sebagai harmonik pertama dengan $\frac{1}{4}$ gelombang;
- b) getaran dengan simpul-tunggal (Gambar 13-10b) dikenal dengan harmonik kedua dengan $\frac{3}{4}$ gelombang;
- c) getaran dengan simpul-kembar (Gambar 13-10c) dikenal sebagai harmonik ketiga dengan $\frac{5}{4}$ gelombang, dan lain-lain.

Sudu di dalam suatu rakitan dapat mengalami jenis-jenis getaran berikut ini:

- a) getaran ujung (puncak) sudu intensif yang sefase dengan yang lainnya juga dikenal sebagai harmonik pertama dengan $\frac{1}{4}$ gelombang (Gambar 13-10d).



Gambar 13-10. Berbagai bentuk getaran.

b) getaran sudu dengan ujung yang ditahan (diberi jangkar) tanpa simpul tetapi dengan fase yang berbeda (Gambar 13-10e) yang dikenal juga dengan harmonik pertama dengan $2/4$ gelombang. Getaran-getaran yang demikian hanya mungkin terjadi bila sudu tidak dikukuhkan oleh pengikat-pengikat tambahan seperti kawat pengikat, dan lain-lain.

Jenis-jenis getaran ini dikenal sebagai getaran-dalam atau swa-getaran. Swa-getaran dapat terjadi dengan simpul tunggal pada tengah-tengahnya (Gambar 13-10 f). Getaran-getaran yang demikian dikenal sebagai harmonik kedua tetapi dengan gelombang penuh. Adalah suatu karakteristik swa-getaran untuk bergetar dalam fase yang berlawanan.

c) sudu dapat bergetar sefase dengan simpul-tunggal seperti yang ditunjukkan pada Gambar 13-10g; getaran ini adalah harmonik kedua dengan $3/4$ gelombang;

Di samping itu masih ada lagi berbagai jenis getaran sekunder. Getaran-getaran ini mempunyai frekuensi yang sangat tinggi dan umumnya sangat sulit untuk menentukannya dan dengan demikian tidak akan dibahas dalam bab ini. Baik dari teori maupun dari pengalaman-pengalaman praktis ternyata bahwa getaran yang paling berbahaya adalah getaran dengan harmonik pertama yang mempunyai $1/4$ dan $2/4$ gelombang (Gambar 13-10a, d dan e).

2. Getaran Aksial

Pada getaran aksial, sudu bergetar pada bidang yang tegak lurus terhadap bidang cakram (Gambar 13-11). Pada praktek turbin aktual, getaran ini sangat jarang dijumpai. Getaran ini langsung dihubungkan dengan getaran cakram. Pengusaha sudu untuk berada di luar daerah yang berbahaya tergantung pada pengusaha cakram itu sendiri.

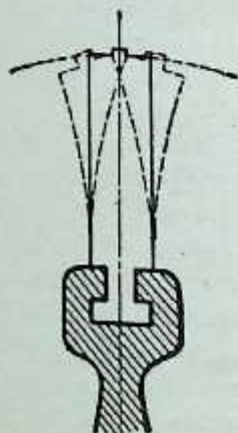
3. Getaran Puntir pada Sudu

Dalam bentuk getaran ini, sudu mengalami puntiran sudut dalam besaran yang tertentu dalam arah bolak-balik yang berulang beberapa kali dalam selang waktu tertentu (Gambar 13-12). Ujung sudu, pada jenis getaran yang demikian, berosilasi dalam laju yang lebih besar pada ujung rakitan sudu daripada di bagian tengahnya. Getaran ini biasanya dijumpai pada sudu yang penampangnya bervariasi khususnya jenis sudu terpuntir yang dipakai terutama pada tingkat-tingkat tekanan-rendah suatu turbin.

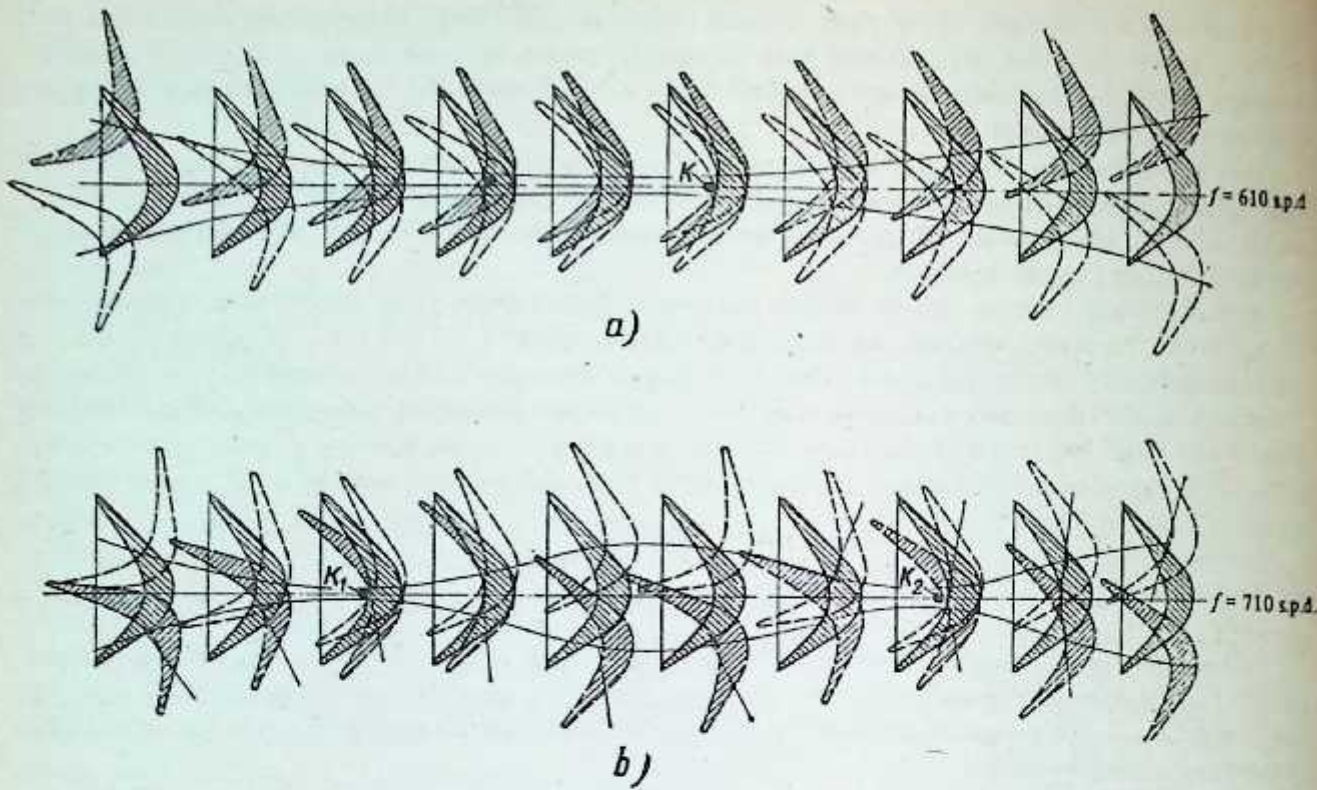
13.4. PENYEBAB GETARAN SUDU

Getaran sudu turbin disebabkan oleh ketakteraturan uap yang mengalir keluar dari nosel atau sudu pengarah, yakni, sebagai akibat sifat aliran uap yang periodik. Gaya-gaya gangguan dapat dikategorikan menurut dua kategori untuk memudahkan dalam usaha untuk membuat sudu-sudu berada di luar daerah getaran-getaran yang berbahaya:

- a) gaya yang mempunyai frekuensi yang sama dengan nz (di mana n putaran per detik rotor dan z jumlah nosel dan sudu-sudu pengarah pada periferi cakram);
- b) gaya yang mempunyai frekuensi yang sama dengan putaran rotor per detik atau perkaliannya, yakni, yang sama dengan kn di mana k adalah bilangan bulat 1, 2, 3, dan seterusnya.



Gambar 13-11. Getaran-getaran aksial.



Gambar 13-12. Osilasi-osilasi puntiran.

a—osilasi puntiran rakitan sudu dengan simpul-tunggal K ; b— osilasi puntiran rakitan sudu dengan dua simpul K_1 dan K_2

Pada hal yang pertama, gangguan disebabkan oleh sekat-sekat yang membentuk laluan-laluan sudu tersebut. Bila uap mengalir melalui kanal-kanal ini, gaya gesek yang timbul pada permukaan dinding-dinding ini akan menyebabkan aliran menjadi bertambah lambat dan dengan demikian kecepatan aliran uap tidak akan seragam sepanjang penampang nosel atau sudu pengarah, akan tetapi bervariasi dari nilai minimum yang tertentu pada dinding hingga ke nilai maksimum pada bagian tengah laluan sudu. Sudu-sudu gerak berhubungan langsung dengan gaya periodik yang tidak seragam ini dan mulai bergetar. Bila sekarang frekuensi alami sudu-sudu ini berimpit dengan frekuensi gaya-gangguan ini, akan terjadi resonansi. Kondisi terjadinya resonansi ini dapat dinyatakan oleh hubungan berikut ini

$$f = nz, \quad (13-18)$$

dengan f frekuensi alami getaran sudu, siklus per detik.

Dalam hal yang kedua, gaya-gangguan disebabkan oleh yang berikut ini:

- 1) pengacauan aliran pada sambungan-sambungan diafragma;
- 2) pengacauan lokal yang disebabkan oleh perbedaan ukuran-ukuran laluan sudu (yang terjadi akibat ketidakteelitian pada pembikinan).
- 3) getaran rotor yang disebabkan oleh penyeimbangan yang tidak sesuai. Bila frekuensi getaran alami sudu berimpit dengan getaran gaya-gangguan atau dengan harmoniknya, akan terjadi resonansi. Kondisi terjadinya resonansi tersebut dinyatakan oleh hubungan

$$f_s = kn, \quad (13-19)$$

dengan f_s —frekuensi alami segmen-segmen sudu, siklus per detik.

Kedua bentuk getaran yang beresonansi ini adalah berbahaya bila ditinjau dari segi operasi turbin yang aman. Tegangan-tegangan yang diinduksi pada sudu sewaktu beresonansi tergantung pada besarnya gaya-gangguan atau harmoniknya maupun durasi (lamanya) aksi gaya tersebut. Bila, misalkanlah, frekuensi alami sudu berimpit dengan frekuensi gaya-gangguan $f_s/n = 1$ (Gambar 13-9a, harmonik pertama $k = 1$), maka impuls yang beresonansi terjadi pada permulaan siklus pertama. Di sini sudu yang mempunyai amplitudo awal dikenai impuls tambahan dan melendut dari posisi tengahnya dengan sangat besar. Dengan mudah dapat dilihat bahwa dengan setiap impuls yang beresonansi berurutan, lendutan ini akan terus membesar yang mengakibatkan naiknya tegangan yang diakibatkannya karena lendutan adalah berbanding langsung dengan amplitudo getaran. Akan tetapi, pembesaran amplitudo berlangsung pada batas tertentu

medium di sekitarnya, gesekan-dalam bahan sudu, penyelubungan dan kawat pengikat, dan pengikatan sudu pada akarnya kesemuanya bergabung untuk melawan kecenderungan pemampatan amplitudo secara berlebihan. Resonansi maksimum sudu sewaktu beresonansi terjadi bila energi yang diserap oleh gesekan-dalam sudu dan pengikatnya, gesekan pada akar sudu, dan medium di sekitarnya. Impuls peresonansi, walaupun kecil, dapat menyebabkan lendutan yang melampaui batas elastik bahan yang dimaksudkan sehingga mengakibatkan kerusakan sudu.

Kurva II pada Gambar 13-9a menunjukkan getaran yang dipengaruhi oleh impuls peresonansi yang mempunyai nilai maksimum tertentu.

Getaran sudu yang sama, yang bila dikenai oleh gaya-gangguan yang frekuensinya berbeda, akan sama.

Misalnya, bila frekuensi gaya-gangguan adalah setengah dari frekuensi alami sudu, $f_g/n = 2$ (harmonik kedua $k=2$), maka impuls peresonansi akan mulai beraksi pada permulaan periode getaran kedua. Dalam hal ini sudu akan dikenai oleh impuls peresonansi yang berurutan pada lendutan yang lebih kecil daripada yang pertama. Lendutan sudu terus membesar dengan impuls yang berikutnya hingga amplitudo yang maksimum tercapai. Akan tetapi, amplitudo getaran maksimum akan tetap lebih kecil daripada hal yang pertama. Pada Gambar 13-9b, kurva II menunjukkan getaran paksa yang dipengaruhi oleh impuls peresonansi harmonik kedua.

Dalam hal harmonik ketiga ($k=3$), perumusan $f_g/n = 3$ dan masing-masing impuls yang berikutnya diizinkan ke sudu pada permulaan siklus getaran keempat. Gambar 13-9c, kurva II menunjukkan getaran paksa harmonik tingkat keempat ($k=4$). Dengan mudah dapat dilihat bahwa dengan pertambahan tingkat-harmonik ($k=4,5$, dan seterusnya) masing-masing impuls yang berikutnya akan dikenakan pada permulaan harmonik keempat, kelima, dan seterusnya, siklus getaran alami. Dari segi kemampuan pemukiman sudu, lendutan maksimum sudu tersebut akan berkurang dengan bertambahnya tingkat-harmoniknya. Bagaimanapun, ini berlaku hanya bila waktu periodik gaya-gangguan berubah tanpa terjadinya perubahan pada besarnya.

Dengan membandingkan kasus-kasus getaran yang disebutkan di atas, kita dapat menyimpulkan bahwa pada saat terjadinya resonansi, lendutan maksimum sudu akan terus berkurang dengan bertambahnya tingkat-harmoniknya. Akibatnya, semakin tinggi tingkat-harmoniknya, akan lebih kecil tegangan yang diakibatkan pada sudu yang diakibatkan oleh getaran.

Semua jenis getaran yang diperhatikan di atas adalah karakteristik tingkat-tingkat tekanan-rendah turbin kondensasi. Pada saat yang sama, segmen-segmen rakitan sudu dapat bergetar akibat pengaruh gaya-gangguan yang mempunyai frekuensi yang lebih rendah dari putaran rotor. Getaran ini dapat berada pada harmonik pertama dengan 1/4 gelombang (Gambar 13-10d). Dengan harmonik-harmonik tingkat yang lebih rendah, resonansi atau daerah yang dekat dengannya akan mengakibatkan bahaya pada operasi turbin. Karena amplitudo dan dengan demikian tegangan pada sudu-sudu akan dapat bertambah dengan cepat yang dapat menyebabkan kerusakan permanen pada sudu-sudu tersebut.

13.5. METODE-METODE PERCOBAAN DALAM MENGUSAHAKAN SUDU BERADA DI LUAR DAERAH GETARAN YANG BERBAHAYA

Frekuensi alami getaran sudu terletak pada batas-batas yang sangat lebar yang mulai dari 40 sampai 10.000 - 10.000 siklus dan bahkan lebih lagi. Tergantung pada frekuensi getaran, sudu dibagi menjadi dua kelompok: sudu frekuensi-rendah dan sudu frekuensi-tinggi. Sudu dengan frekuensi yang sampai dengan 400 siklus per detik dimasukkan ke kategori pertama dan sudu dengan frekuensi yang lebih dari 400 siklus per detik dimasukkan ke dalam sudu frekuensi-tinggi. Pengelompokan sudu yang demikian menurut frekuensinya adalah yang benar-benar konvensional, suatu pembagian yang dibuat berdasarkan perbedaan yang nyata antara metode dalam mengusahakan sudu berada pada frekuensi-rendah dan frekuensi-tinggi.

Berbagai cara dipakai sewaktu mendesain sudu untuk menghindari getaran sudu yang berbahaya. Biasanya sudu dirakit dalam satuan-satuan yang tersendiri dan disatukan oleh bilah penyelubung dan kawat pengikat, dan lain-lain. Jenis-jenis getaran berikut harus dihindarkan untuk sudu yang dirakit dalam segmen:

- a) getaran sudu yang sefase dengan harmonik pertama 1/4 gelombang (Gambar 13-10d);
- b) getaran sudu yang berlawanan fase dengan harmonik pertama dan 2/4 gelombang (Gambar 13-10e) maupun dengan getaran jenis yang ditunjukkan pada Gambar 13-11.
- c) getaran aksial sudu seperti yang ditunjukkan pada Gambar 13-11.

1. Membuat Sudu Tahan Terhadap Getaran Tangensial Harmonik Pertama dengan 1/4 Gelombang Gelombang

Hanya sudu frekuensi-rendah tingkat tekanan-rendah turbin kondensasi kapasitas besar yang diusahakan tahan terhadap getaran ini.

Di Uni Soviet, adalah praktek yang biasa dilakukan untuk membuat rakitan-rakitan sudu yang mempunyai frekuensi getaran yang berada dalam batas-batas

$$f_d \leq 7n, \quad (13-20)$$

dengan f_d - frekuensi dinamik getaran alami rakitan-sudu, n - sudu.

Hubungan antara frekuensi dinamik dan frekuensi statik diberikan oleh rumusan

$$f_d = \sqrt{f_{st}^2 + Bn^2}, \quad (13-21)$$

dengan f_{st} - adalah frekuensi statik getaran alami rakitan-sudu;

B - koefisien yang memperhitungkan pengaruh putaran;

n - putaran rotor per detik.

Untuk sudu dengan penampang konstan, nilai koefisien B dapat ditentukan dari persamaan

$$B = 0,8 \frac{D_{rata-rata}}{l} - 0,85. \quad (13-22)$$

dengan $D_{rata-rata}$ - diameter rata-rata cakram pada tinggi rata-rata sudu;

- panjang sudu.

Sewaktu melakukan pendesainan awal sudu dengan teliti, pengaruh-pengaruh getaran sudu diperhatikan. Mula-mula sejumlah sudu dibuat dan dirakit dalam bentuk segmen yang kemudian diuji secara percobaan untuk memperoleh nilai f_{st} .

Rakitan sudu disesuaikan dengan jalan menvariasikan profil sudu atau dengan mengubah metode pengikatan pada segmen. Pada praktek aktualnya, beberapa pabrik pembikin sangat jarang memakai profil yang sama sekali baru karena profil yang demikian itu membutuhkan penyediaan mesin fris, alat tambahan dan alat-alat penguji yang baru. Dalam kebanyakan hal, penyesuaian sudu-sudu ini dapat dilakukan dengan baik dengan membuat sedikit perubahan pada diameter atau perubahan kedudukan kawat pengikat. Segmen sudu yang telah disesuaikan itu menjadi model untuk sudu-sudu lainnya yang akan dibuat.

Biasanya frekuensi-frekuensi segmen sudu yang berbeda, yang dipasang pada cakram, berbeda satu sama lain yang diakibatkan oleh beberapa alasan: ketelitian pembikinan sudu, perbedaan sambungan-sambungan pada selubung dan akar sudu, perbedaan pada ketegaran rakitan-sudu baik pada bilah penyelubung maupun pada kawat pengikat, kualitas penyolderan, dan lain-lain.

Perbedaan antara frekuensi statik maksimum $f_{st \text{ maks}}$ dan frekuensi statik minimum $f_{st \text{ min}}$ dikenal sebagai rentangan frekuensi. Persentase rentangan frekuensi dapat dinyatakan oleh persamaan

$$\Delta f = \frac{f_{st \text{ maks}} - f_{st \text{ min}}}{f_{st \text{ min}}} \times 100\%. \quad (13-23)$$

Besaran Δf menandakan kualitas penyuduan pada cakram dan tidak boleh lebih dari 8%.

Frekuensi dinamik getaran rakitan-sudu dari Persamaan (13-19) dan (13-21) dapat dinyatakan dalam siklus per detik resonansi oleh hubungan

$$f_d = kn_{kr} = \sqrt{f_{st}^2 + Bn_{kr}^2}, \quad (13-24)$$

dengan n_{kr} - kepesatan kritis rotor sewaktu sudu beresonansi.

Dengan menyelesaikan persamaan ini untuk mendapatkan n_{kr} , kita peroleh

$$n_{kr} = \frac{f_d}{k} = \frac{f_{st}}{\sqrt{k^2 - B}}. \quad (13-25)$$

Persamaan ini mengandung dua bilangan anu: n_{kr} dan k (k -biasanya bilangan bulat 1, 2, 3, 4, dan seterusnya) yang saling bergantung satu dengan lainnya, dan dapat diselesaikan dengan pemilihan nilai k yang sesuai. Dua nilai yang berbeda harus dipilih untuk k sehingga pada nilai yang satu, misalkan k_1 , siklus per detik peresonansi harus lebih tinggi daripada kepesatan operasi normal dan dengan nilai yang kedua k_2 , siklus per detik peresonansi harus lebih rendah. Karena getaran segmen-segmen sudu pada suatu cakram

... dan frekuensi $f_1 = n_1$ dan $f_2 = n_2$ dipilih untuk menentukan karakteristik getaran ...
 ... dan Persamaan (13-26) bisa dapat memisahkan

$$\left. \begin{aligned} \frac{a_{11}^{(1)}}{a_{11}^{(2)}} &= \frac{f_1^2 m_1}{f_1^2 - b} & \frac{a_{11}^{(2)}}{a_{11}^{(1)}} &= \frac{f_2^2 m_2}{f_2^2 - b} \\ \frac{a_{11}^{(2)}}{a_{11}^{(1)}} &= \frac{f_1^2 m_1}{f_1^2 - b} & \frac{a_{11}^{(1)}}{a_{11}^{(2)}} &= \frac{f_2^2 m_2}{f_2^2 - b} \end{aligned} \right\} \quad (13-26)$$

Dengan demikian ada empat kapasitas pergeseran untuk satu-satu setiap cakram, dua kapasitas ...
 ... tinggi daripada kapasitas normal dan dua kapasitas lebih rendah daripada kapasitas normal. Dalam hal ...
 ... kita hanya memperoleh dua nilai kapasitas resonansi yang lebih tinggi dan satu lagi ...
 ... lebih daripada kapasitas putar normal, yakni $n_{11} < n_2 < n_{12}$. Ini berkaitan dengan resonansi ...
 ... sudut terarah yang mempunyai frekuensi getaran sebesar f_2 yang terletak antara

$$f_{n_{11}} < f_{n_2} < f_{n_{12}}$$

Berita dalam siklus per detik terhadap resonansi dinyatakan oleh persamaan

$$\Delta n = \frac{n_2 - n_{11}}{n_2} \times 100\% \quad (13-27)$$

dimana n_2 - kapasitas operasi normal, siklus per detik.

Nilai n diperoleh untuk semua n_{11} yang dihitung dari Persamaan (13-26) dengan bantuan hubungan

Karakteristik getaran sekarang dinilai berdasarkan nilai batas minimum terhadap resonansi pada kedua ...
 ... kapasitas operasi normal. Standar penilaian karakteristik getaran yang dipakai akhir-akhir ini adalah ...
 ... gelombang harmonik pertama diberikan pada Tabel 13-2.

Tabel 13-2

Harmonik	Karakteristik getaran sudu	
	Memuaskan bila batas (margin) terhadap resonansi tidak kurang dari, %	Tidak memuaskan bila batas (margin) terhadap resonansi kurang dari, %
Wko-2	15	15
Wko-3	8	8
Wko-4	6	6
Wko-5	5	5
Wko-6	4	4

... $x = 7$, sudu-sudu dapat beroperasi dalam keadaan beresonansi.

2.1. Membuat Sudu Tahan Terhadap Getaran Tangensial Harmonik Pertama dengan 2/4 Gelombang

Telah terbukti baik dari teori maupun dari pengalaman praktis bahwa tanpa adanya kawat penguat ...
 ... beberapa susunan yang serupa akan mengakibatkan getaran harmonik pertama dengan 2/4 gelombang ...
 ... berbahaya. Getaran ini disebabkan oleh aksi gaya-gangguan yang mempunyai frekuensi nz . Persama-
 ... $f_z = nz$ untuk hal yang dimaksudkan menjadi kondisi resonansi untuk getaran dalam pada rakitan-sudu ...
 ... frekuensi alami getaran-sudu; harmonik pertama dengan 2/4 gelombang). Getaran ini akan muncul bila ...
 ... gangguan yang mempunyai frekuensi sebesar nz tidak mampu menginduksi getaran pada rakitan-sudu ...
 ... keseluruhan dan sefase. Jumlah nosel atau laluan-laluan sudu pengarah pada keliling diafragma sela-
 ... lebih sedikit daripada jumlah sudu-sudu gerak dan cakram. Impuls-impuls uap yang mengalir keluar ...
 ... nosel secara takserempak beraksi pada sudu-gerak yang menyebabkan sudu-gerak tersebut bergetar ...
 ... dengan fase yang berbeda. Getaran ini ternyata berbahaya dan harus dihindari sewaktu menyesuaikan su-
 ... tersebut.

Frekuensi getaran pada harmonik pertama dengan 2/4 gelombang tergantung pada ketegaran (keka-
 ...) katan sudu-sudu dan bervariasi dalam batas-batas yang lebar. Secara teori frekuensi getaran f_z
 ... harmonik pertama dengan 2/4 gelombang tergantung pada nilai frekuensi statik getaran masing-ma-
 ... sudu dan diberikan oleh hubungan

$$4f < f_x < 8f, \quad (13-28)$$

dengan $f_x = 4f$ bersesuaian dengan hal bilamana sudu-sudu diikat pada cakram dan selubung oleh susunan lubang alur dan $f_x = 8f$ —bila ikatan sudu benar-benar tegar baik pada akar maupun pada selubung. Frekuensi statik setiap sudu, kecuali pada kedua ujung ikatan, dapat diperoleh secara percobaan atau menurut persamaan

$$f = \frac{0,56\psi}{l^2} \sqrt{\frac{EIg}{\gamma F}}, \quad (13-29)$$

dengan

- ψ — koefisien yang memperhatikan ketegaran ikatan sudu pada akar dan ujung sudu;
- l — panjang sudu, cm;
- E — modulus elastisitas, kg/cm²;
- I — momen inersia terendah penampang sudu, cm⁴;
- g — percepatan akibat gravitasi, cm/detik²;
- γ — berat spesifik bahan sudu, kg/cm³;
- F — luas penampang sudu, cm².

Persamaan (13-29) berlaku hanya untuk sudu dengan penampang konstan. Dari persamaan (13-18) dan (13-28) kita dapat menentukan zona getaran berbahaya yang terjadi di dalam rakitan-sudu

$$4f \leq nz \leq 8f, \quad (13-30)$$

yang selanjutnya dapat ditulis sebagai

$$4 \leq \frac{nz}{f} \leq 8. \quad (13-31)$$

Dari persamaan di atas ternyata bahwa sudu-sudu dikukuhkan bersama-sama hanya oleh bilah selubung kemudian hubungan nz/f harus lebih kecil daripada 4 atau lebih besar daripada 8. Bila perbandingan nz/f terletak dalam batas-batas 4 dan 8, rakitan sudu harus dikukuhkan lagi oleh kawat pengikat yang jika tidak jumlah sudu-sudu pengarah harus diubah. Kadang-kadang profil sudu diubah sedemikian untuk mendapatkan nz/f yang kurang dari 4 atau lebih dari 8.

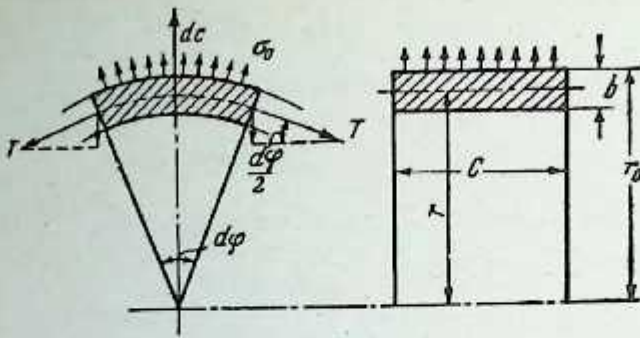
Untuk sudu getaran-alami frekuensi-rendah, jenis-jenis getaran yang diperhatikan pada paragraf 1 dan 2 dihilangkan secara serentak. Bagaimanapun, untuk sudu frekuensi-tinggi, metode-metode yang dijelaskan secara singkat di atas merupakan dasar yang selanjutnya harus dilakukan lagi dengan teliti untuk mendapatkan penyesuaian sudu yang memuaskan. Untuk sudu-sudu yang tersendiri, yakni, sudu yang tidak membentuk suatu bagian terpadu dalam bentuk rakitan, ternyata bahwa resonansi akan timbul bila $f = nz$ (di mana f —frekuensi alami getaran-dalam harmonik pertama dengan 1/4 gelombang setiap sudu). Zona ini akan merupakan zona operasi yang berbahaya untuk sudu tersebut. Profil-profilnya, oleh sebab itu, harus diubah atau dapat juga dengan memperbanyak atau mengurangi jumlah sudu pengarah sehingga nilai f menjadi lebih kecil dari 0,75 nz atau lebih besar dari 1,25 nz .

13.6. DESAIN DAN KONSTRUKSI ROTOR

Berbagai metode digunakan untuk konstruksi rotor untuk turbin reaksi dan turbin impuls-reaksi. Bila diameter rotor kecil, maka biasanya rotor ini dibuat dari tempaan yang merupakan satu kesatuan. Cakram tingkat-pengaturan yang biasanya mempunyai diameter yang lebih besar dimesin langsung pada tempaan padat atau dibuat secara terpisah dan disambung-kerutkan pada poros rotor.

Rotor yang berdiameter besar dibuat dengan melas (welding) sejumlah cakram (seperti yang dibuat oleh Brown Boveri Co.) pada kelilingnya. Roda-roda itu dapat berupa cakram kontinu tanpa lubang tengah atau dengan lubang-lubang penyebarisan tengah. Ketegaran melintang rotor yang demikian ternyata sangat tinggi. Rotor-lengkap dengan demikian terdiri dari tingkat-pengatur cakram las-lasan dan piston pengimbang yang juga biasanya dilaskan pada poros rotor. Perhitungan tegangan untuk rotor yang demikian oleh sebab itu langsung tergantung pada perhitungan cakram. Teori cincin yang berputar bebas merupakan dasar pendesainan rotor turbin yang berongga.

Mari kita perhatikan panjang elementer c suatu rotor yang terletak pada sudut elementer $d\varphi$ pada sumbu rotor (Gambar 13-13). Gaya sentrifugal elemen tersebut sewaktu berputar akan sama dengan



Gambar 13-13. Tegangan pada elemen silinder berongga.

$$dc = dmr\omega^2 = \left(\frac{\gamma}{g} rd\varphi bc\right) r\omega^2,$$

dimana $dm = \frac{\gamma}{g} rd\varphi bc$ - massa elemen;

- γ - berat spesifik bahan, kg/cm^3 ;
- ω - kepesatan sudut rotor, radian per detik.

Gaya sentrifugal menginduksi suatu tegangan sebesar σ_u pada penampang bc . Gaya yang dihasilkan oleh tegangan-tegangan ini akan sama dengan $T = bc\sigma_u$. Oleh karena elemen tersebut berada dalam keadaan setimbang, kita peroleh

$$dc = 2T \sin \frac{d\varphi}{2} \approx T d\varphi, \tag{13-32}$$

dimana $\sin \frac{d\varphi}{2}$ diandaikan sama dengan $\frac{d\varphi}{2}$ karena sudut yang diperhatikan tersebut sangat kecil.

Dengan mensubstitusikan nilai T dan dc dalam persamaan di atas, kita peroleh

$$\frac{\gamma}{g} d\varphi bcr^2\omega^2 = bc\sigma_u d\varphi \tag{13-32a}$$

$$\sigma_u = \frac{\gamma}{g} r^2\omega^2 = \frac{\gamma}{g} u^2, \tag{13-33}$$

dimana u - kecepatan keliling rotor.

Dari Persamaan (13-33) oleh sebab itu nyatalah bahwa tegangan-lingkar (hoop stress) hanya tergantung pada kecepatan keliling.

Untuk baja dengan $\gamma = 0,00785 \text{ kg/cm}^3$ pada kecepatan u m/detik, kita peroleh

$$\sigma_u \approx 0,08 u^2 [\text{kg/cm}^2],$$

Dari persamaan ini kita dengan mudah dapat menghitung nilai-nilai σ_u untuk setiap nilai u yang diketahui seperti yang diberikan berikut ini:

$u = 25$	50	75	100	150	200	300	m/detik
$\sigma_u = 50$	200	450	800	1.250	3.200	7.200	kg/cm^2

Dari apa yang telah ditunjukkan di atas nyatalah bahwa walaupun tanpa adanya beban luar, tegangan-lingkar yang diinduksi pada rotor berongga adalah sedemikian sehingga hanya kepesatan keliling yang rendah yang diperbolehkan. Misalnya, rotor baja karbon berinding tipis hanya mempunyai kepesatan keliling yang tidak lebih tinggi dari 120 m/detik, dan rotor baja nikel tidak lebih dari 140 m/detik.

Sesewaktu menghitung tegangan pada rotor, beban-beban tambahan yang diakibatkan oleh gaya sentrifugal pada sudu, selubung dan ikatan-ikatannya haruslah diperhitungkan.

Dengan mengandaikan gaya sentrifugal tambahan pada 1 cm^2 luasan elemen adalah σ_0 , maka gaya yang beraksi pada luasan ini pada jari-jari r_0 adalah

$$dc_0 = r_0 d\varphi c \sigma_0. \tag{13-34}$$

Gaya ini menginduksi tegangan tambahan σ_s pada rotor yang selanjutnya akan memberikan resultan: tegangan-lingkar

$$T_o = cb\sigma_s \quad (13-34a)$$

Karena elemen tersebut berada dalam keadaan seimbang, kita peroleh

$$dc_o = 2T_o \sin \frac{d\varphi}{2} \approx T_o d\varphi.$$

Dengan mensubstitusikan nilai-nilai dc_o dan T_o ke dalam rumus di atas, kita peroleh

$$r_o\sigma_o = b\sigma_s \quad (13-35)$$

dan

$$\sigma_s = \frac{r_o}{b} \sigma_o.$$

Tegangan lingkaran total yang diinduksi pada rotor akan menjadi

$$\sigma = \sigma_u + \sigma_s = \frac{\gamma}{g} u^2 + \frac{r_o}{b} \sigma_o \quad (13-36)$$

Tegangan σ_o biasanya dianggap seragam menurut panjang rotor tersebut dan dengan demikian besarnya ditentukan dengan mendistribusikan gaya sentrifugal semua sudu secara merata pada luasan $2\pi r_o c$.

Tegangan-tegangan yang diperbolehkan pada drum rotor biasanya diambil hingga 0,4 kali titik serah (yield point) pada temperatur yang dimaksud. Titik serah bermacam-macam baja yang dipakai untuk konstruksi rotor tergantung pada komposisi dan temperatur bahan-bahan tersebut.

13.7. ROTOR TURBIN IMPULS

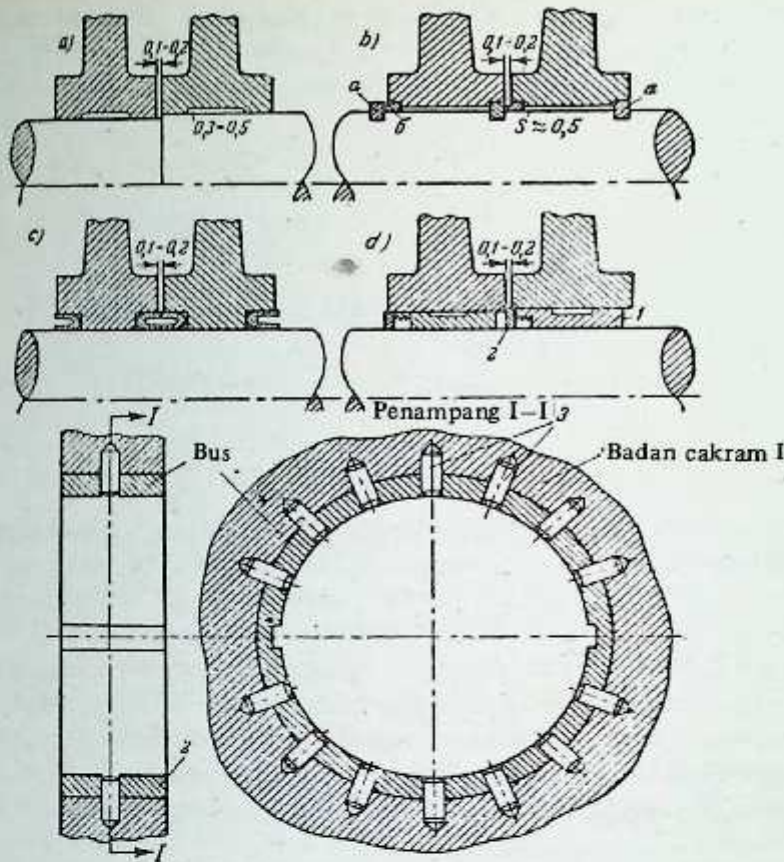
Rotor turbin impuls terdiri dari sejumlah cakram yang dipasang pada poros. Rotor dengan cakram yang disambung-kerutkan pada poros dipakai hanya untuk temperatur kerja 400°C atau di bawahnya. Rotor yang beroperasi pada kondisi temperatur tinggi dan yang mempunyai diameter yang relatif kecil dibuat tempaan pejal dengan cakram yang langsung dimesin padanya.

Rotor jenis gabungan juga dibuat yang padanya beberapa tingkat tekanan-tinggi yang pertama dibuat dalam satu kesatuan dengan poros dengan cakram tekanan-rendah disambung-kerutkan padanya. Contoh-contoh konstruksi yang demikian adalah rotor turbin buatan Kh. T.W. (Gambar 11-6) dan rotor turbin tekanan-tinggi yang dibuat oleh L.M.W. (Gambar 1-8, 10-16, 11-12, dan 11-17).

Ukuran turbin dengan rotor baja tempaan agak kecil dibandingkan dengan ukuran turbin yang mempunyai rotor yang cakram-cakramnya disambung-kerutkan pada poros. Dalam hal cakram yang dipasang terpisah, selalu ada kemungkinan longgarnya cakram pada poros, yang mengakibatkan terhentinya turbin tersebut dalam waktu yang lama untuk keperluan pemeliharaan (maintenance). Keburukan-keburukan rotor tempaan pejal adalah bahwa walaupun satu cakram yang mengalami kerusakan akan memerlukan penggantian keseluruhan rotor tersebut, sedangkan rotor dengan cakram yang dipasang pada poros cakram, yang rusak dapat diganti tanpa membuang keseluruhan rotor tersebut.

Gambar 13-14 menunjukkan metode-metode pemasangan cakram yang biasa dilakukan pada poros. Pada Gambar 13-14a cakram langsung dipasang pada poros. Diameter lubang cakram dibuat sedikit lebih kecil daripada diameter poros dan cakram dipaksa masuk ke dalam poros sewaktu masih panas dan mengurut sesudah mendingin. Cakram dipanaskan dalam air atau minyak yang mendidih selama kurang lebih satu jam, yang sesudahnya cakram-cakram itu dipaksakan masuk ke poros dingin dengan bantuan pres hidrolik. Cakram dipasakkan pada poros dengan bantuan dua pasak memanjang yang ditempatkan 180° satu dengan yang lain yang akan memastikan terjadinya transmisi momen puntir yang sesuai. Metode pemasangan cakram ini sering dipakai oleh L.M.W. dan pabrik-pabrik lain di Uni Soviet.

Gambar 13-14b menunjukkan metode pemasangan cakram dengan bantuan cincin khusus. Cincin-cincin tipis a ditekan masuk ke dalam alur yang terdapat pada poros. Cincin-cincin ini menahan pasak yang dipasang pada alur yang ada pada poros. Cakram-cakram tersebut dipanaskan di dalam air mendidih selama 2 sampai 3 jam dan dipaksa masuk pada kedua cincin pemasang a dan b . Ruang bebas kira-kira 0,1 sampai 0,2 mm dipertahankan di antara cakram yang berdekatan disebabkan oleh cincin b yang menyembul dari bawah cakram. Ruang bebas ini perlu untuk ekspansi aksial cakram-cakram pada temperatur operasi. Diameter lubang cakram dibuat sedikit lebih besar daripada diameter poros untuk memastikan cakram ditumpu oleh cincin-cincin saja, dengan demikian ruang bebas yang diperoleh adalah dari 0,3 sampai 0,5 mm.



Gambar 13-14. Metode-metode pemasangan cakram pada poros turbin.

Gambar 13-14c menunjukkan modifikasi prinsip pemasangan ini, yang pada metode ini cakram dipasang pada cincin-cincin baja krom berbentuk U sebagai pengganti cincin biasa. Pegas-pegas berbentuk U menekan poros pada satu sisi dan pada sisi lain menekan alur yang ada pada cakram. Ketegaran ikatan tidak dipengaruhi oleh ekspansi cincin pengikat pada temperatur operasi yang tinggi.

Gambar 13-14d menunjukkan metode pemasangan cakram lainnya, yang pada metode ini, pada hub cakram yang dibor secara konis, dimasukkan bus-bus konis-belah 1 secara paksa dengan alat hidrolik. Ruang antara poros dan bus konis itu diisi dengan minyak gemuk untuk memudahkan pengeluaran cakram bila diperlukan. Bus-bus ini sedikit lebih pendek daripada panjang hub sehingga cincin penjarak 2 dapat dipasang di antara kedua cakram yang berdekatan yang memberikan ruang bebas kira-kira 0,1 mm di antara keduanya.

Pengeluaran cakram-cakram dari poros dilakukan seperti berikut ini. Bus-bus konis dilengkapi dengan cincin penarik pada bagian ujung yang diameternya lebih besar, yang merupakan tempat pemasangan peralatan penarik. Dengan mengencangkan baut-baut alat bantu-penarik, bus-bus 1 akan keluar dari hub cakram. Metode pemasangan hub ini telah dipakai baik oleh L.M.W. maupun K.T.W. untuk konstruksi turbin AK. 3,5 ini.

Akan tetapi, metode pemasangan ini ternyata rumit, metode yang ditunjukkan pada Gambar 13-14a, yang paling sering dipakai di Uni Soviet sekarang ini.

Gambar 13-14e, menunjukkan pemasangan cakram dengan bantuan pen radial. Bus baja 1 ditekan ke dalam hub cakram 2. Sejumlah lubang 3 digurdi dan pen-pen radial dimasukkan ke dalamnya. Bus-bus itu kemudian dimesin hingga diperoleh diameter yang diinginkan. Suaian paksa (force fit) yang dibutuhkan diperoleh dengan jalan memasang cakram sewaktu masih panas. Transmisi momen puntir dilakukan oleh bus-bus pasak memanjang. Bila cakram berputar akan terjadi sedikit kelonggaran pemasangan cakram pada pen radial akibat gaya sentrifugal yang ada. Akan tetapi, masih tersedia gaya pengikat yang cukup karena gaya sentrifugal yang diberikan oleh bus adalah agak kecil. Pen-pen radial hanya memungkinkan terjadinya ekspansi radial yang mencegah sebarang perpindahan relatif antara bus dan cakram. Metode pemasangan cakram ini dipakai oleh Kh. T.W., General Electric Co., dan pabrik-pabrik lainnya, dan ternyata terbukti terjamin untuk rotor-rotor yang beroperasi pada daerah temperatur-tinggi.

Gambar 10-12 menunjukkan metode pemasangan cakram-cakram tekanan-rendah pada poros yang dilakukan oleh L.M.W. untuk turbin-turbin VK-50, VK-100, PVK-200, SKK-300, dan lain-lain.

Dalam setiap pemasangan cakram, suatu besaran tekanan awal harus diberikan. Tekanan awal ini secara teori dihitung berdasarkan anggapan bahwa terjadi suaian-ketat (tight fit) antara cakram dan poros pada kepesatan operasi normal. Perpindahan radial titik-titik pada permukaan dalam hub cakram diperoleh dari teori deformasi elastis

$$\xi = \frac{r_0}{E} (\sigma_{t_0} - \nu \sigma_{r_0}), \quad (13-37)$$

dengan r_0 - diameter poros, mm;

E - modulus elastisitas, kg/cm²;

σ_{r_0} dan σ_{t_0} - tegangan-tegangan tangensial dan radial pada permukaan hub, kg/cm²;

ν - koefisien tekanan melintang.

Bila kita andaikan bahwa pada kepesatan operasi normal tegangan adalah nol maka $\sigma_0 = 0$ dan Persamaan (13-37) menjadi

$$\xi = \frac{r_0}{E} \sigma_{t_0}. \quad (13-37a)$$

Tegangan σ_{t_0} diperoleh dari perhitungan desain cakram dan r_0 dari perhitungan desain poros. Dengan mensubstitusikan nilai-nilai ini ke dalam Persamaan (13-37a), kita peroleh perubahan bentuk (deformasi) relatif pada jari-jari r_0 . Nilai ξ yang dihitung diperbesar 10 sampai 15% untuk mendapatkan suaian-paksa pada kepesatan operasi n rpm. Ternyata dari teori dan pengalaman praktek bahwa bila 2ξ diandaikan sebesar (0,001 sampai 0,0015) d_0 (dengan d_0 diameter poros) suaian-paksa yang dibutuhkan cakram pada poros pada kepesatan operasi n rpm sudah diperoleh. Pada prakteknya sejumlah pabrik di Uni Soviet mengandaikan kepesatan operasi n_0 (yang tegangan-tegangan awalnya sama dengan nol) kira-kira 15 sampai 30% lebih tinggi daripada kepesatan operasi normal. Kepesatan n_0 ini dalam setiap hal harus lebih tinggi daripada kepesatan yang pada kepesatan ini pemutus-hubung kepesatan-lebih akan beroperasi.

Contoh 13-2. Hitunglah tegangan awal untuk sebuah cakram yang dipasang pada poros yang diameternya sama dengan 300 mm, tegangan tangensial σ_{t_0} pada kepesatan operasi normal adalah 1.600 kg/cm².

Dari Persamaan (13-37a) perubahan bentuk (deformasi) radial diperoleh sebesar

$$\xi = \frac{300}{2} \times \frac{1.600}{2 \times 100.000} = 0,114 \text{ mm.}$$

Dengan menambahkan 10% dan dengan membulatkan angkanya kita peroleh $\xi = 0,125$ mm pada jari-jari dan 0,250 mm pada diameter. Oleh sebab itu diameter lubang cakram haruslah lebih kecil daripada diameter poros sebesar 0,25 mm, dengan kata lain, diameter lubang cakram haruslah 299,75 mm.

13.8. KONSTRUKSI CAKRAM

Bila cakram suatu turbin sedang berputar, tegangan-tegangan akan terinduksi akibat adanya gaya sentrifugal cakram dan sudu-sudu yang dipasang padanya. Di samping itu, dengan variasi beban dan fluktuasi temperatur, cakram-cakram akan mengalami tegangan-tegangan akibat temperatur. Laju kenaikan tegangan-tegangan temperatur ini langsung tergantung pada fluktuasi beban dan temperatur yang terjadi.

Cakram-cakram dibuat dalam bermacam-macam bentuk, dengan penampang konstan sepanjang jari-jarinya atau dengan ketebalan yang terus menipis ke arah kelingnya.

Sejumlah metode teoretis diberikan berikut ini. Semua formula ini adalah untuk cakram-cakram yang simetris terhadap sumbu vertikalnya. Tegangan-tegangan radial pada penampang aksial dianggap seragam, dan tegangan-tegangan akibat temperatur diabaikan. Mari kita perhatikan bagian elementer kecil cakram yang berada pada kondisi seimbang. Gambar 13-15 menunjukkan bagian elementer dengan arah tempat gaya-gaya beraksi. Untuk elemen yang harus berada dalam keadaan seimbang,

$$dR' - dR + dC - 2dT \sin \frac{d\varphi}{2} = 0. \quad (13-38)$$

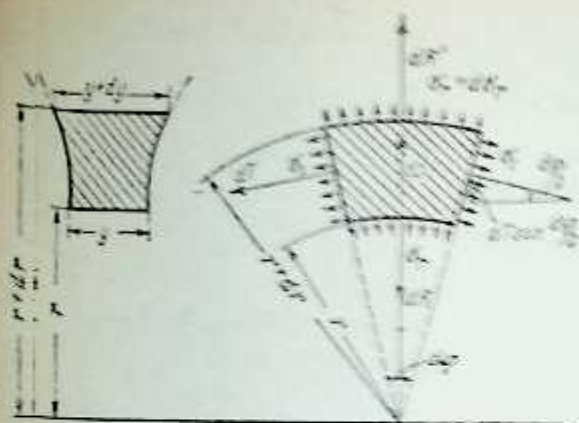
Bermacam-macam gaya yang muncul pada Persamaan (13-38) dapat dinyatakan sebagai berikut:

1) gaya yang beraksi pada permukaan-luar

$$dR' = (\sigma_r + d\sigma_r) (y + dy) (r + dr) d\varphi; \quad (13-38a)$$

2) gaya sentrifugal elemen

$$dC = dm r \omega^2 = \frac{\gamma}{g} y r^2 d\varphi dr \omega^2, \quad (13-38b)$$



Gambar 13-15. Gaya-gaya pada elemen cakram.

dengan γ - berat spesifik bahan cakram;
 g - percepatan akibat gravitasi;

- 3) gaya yang beraksi pada permukaan-dalam elemen

$$dR = \sigma_y r dy; \quad (13-36c)$$

- 4) gaya-gaya yang beraksi pada kedua sisi permukaan elemen

$$dT = \sigma_y dr. \quad (13-36d)$$

Dari Penamaan (13-36a) dan (13-36c) kita peroleh

$$dR' - dR = (\sigma_y r dy - \gamma r dy + \sigma_y r dy) dy = d(\sigma_y r y). \quad (13-38e)$$

Dengan mensubstitusikan nilai-nilai yang diperoleh dari Persamaan-persamaan (13-36a, b, c, d) dan e ke dalam Persamaan (13-38) dan dengan menghilangkan $d\phi$ dari kedua sisi persamaan tersebut,

$$d(\sigma_y r y) + \frac{\gamma}{2} y^2 \omega^2 dr - \sigma_y dr = 0. \quad (13-39)$$

Persamaan ini selanjutnya dapat dinyatakan sebagai berikut

$$\frac{d}{dr} (\sigma_y r y) - \sigma_y + \frac{\gamma}{2} y^2 \omega^2 = 0 \quad (13-39a)$$

yang merupakan persamaan diferensial dasar untuk desain cakram.

1. Cakram Kekuatan Konstan

Pada cakram kekuatan konstan tegangan-tegangan yang beraksi pada sebarang titik adalah sama, dengan kata lain,

$$\sigma = \sigma_r = \sigma_y = \text{konstan}. \quad (13-40)$$

Untuk cakram kekuatan konstan, Persamaan (13-39a) menjadi

$$\sigma \frac{d}{dr} (ry) - \sigma_y + \frac{\gamma}{2} y^2 \omega^2 = 0. \quad (13-41)$$

Dengan mendiferensialkan Persamaan (13-41), kita peroleh

$$\sigma_y + \sigma r \frac{dy}{dr} - \sigma_y + \frac{\gamma}{2} y^2 \omega^2 = 0.$$

Dengan menyederhanakan persamaan ini kita dapat menuliskan

$$\frac{dy}{y} = -\frac{\gamma \omega^2}{2\sigma} r dr. \quad (13-42)$$

Dengan mengintegrasikan persamaan diferensial ini antara batas-batas r dan r_2 , kita peroleh

$$\log_e y_2 - \log_e y = \frac{\gamma \omega^2}{2\sigma} (r_2^2 - r^2),$$

atau

$$\log \frac{y}{y_2} = \frac{\gamma \omega^2}{2g\sigma} (r_2^2 - r^2),$$

dan akhirnya

$$y = y_2 e^{\frac{\gamma \omega^2}{2g\sigma} (r_2^2 - r^2)} \quad (13-43)$$

Di sini r_2 — jari-jari cakram pada kelilingnya;

dan y_2 — tebal cakram pada jari-jari r_2 .

Cakram-cakram kekuatan konstan dapat didesain berdasarkan Persamaan (13-43). Tebal y_2 pada jari-jari r_2 ditentukan dari persamaan

$$y_2 = \frac{C_b + xC_d}{2\pi r_2 \sigma} \quad (13-44)$$

dengan C_b — gaya sentrifugal sudu-sudu dan selubung;

C_d — gaya sentrifugal cakram pada pelek (rim);

x — koefisien yang memperhitungkan pengaruh lubang-lubang penyama-tekanan: $x = 0,5$ sampai $0,7$ untuk bagian di luar daerah lubang penyama-tekanan (solid thickness) dan $1,0$ untuk bagian yang berada di daerah lubang penyama-tekanan.

2. Cakram Tebal Konstan dengan Hub

Pemakaian cakram-cakram kekuatan konstan sangat mempersulit konstruksi turbin nekatingkat. Oleh sebab itu cakram-cakram yang demikian dipakai hanya untuk turbin tingkat-tunggal berukuran kecil. Turbin nekatingkat kebanyakan dilengkapi dengan cakram-cakram dengan tebal konstan untuk tingkat-tingkat diameter yang relatif lebih kecil.

Gambar 13-16 menunjukkan potongan melintang cakram tebal konstan dengan hub. Cakram adalah dalam bentuk dua pelat dengan tebal yang berbeda, bagian hub yang merupakan pelat yang lebih tebal. Rumus-rumus yang dipakai untuk cakram ini oleh sebab itu sama baiknya untuk cakram maupun hub. Tegangan-tegangan yang diinduksi pada cakram sewaktu beroperasi normal dihitung sebagai berikut:

Tegangan-tegangan tangensial dan radial di sebarang titik pada cakram (dari r_1 sampai r_2) adalah

$$\sigma_t = k\sigma_u + k_1\sigma_{r_2} + k_2\sigma_{t_2}; \quad (13-45)$$

$$\sigma_r = l\sigma_u + l_1\sigma_{r_2} + l_2\sigma_{t_2} \quad (13-46)$$

dengan $\sigma_u = \frac{\gamma}{g} u_2^2$ — tegangan pada penampang yang lebih tipis pada jari-jari R ;

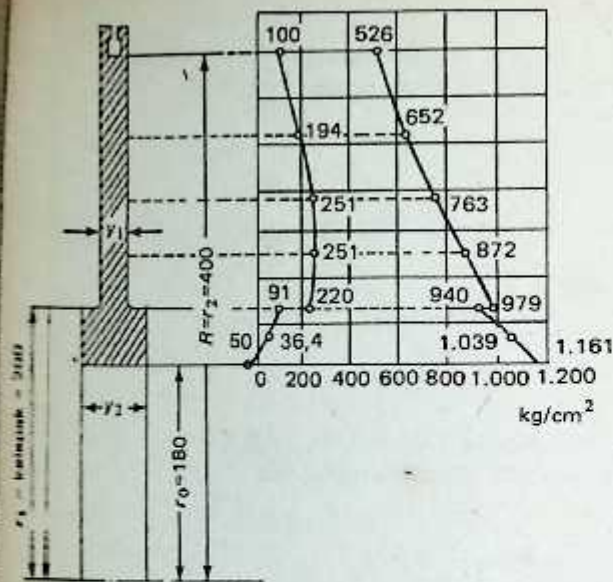
u_2 — kecepatan keliling pada jari-jari ini;

σ_{r_2} dan σ_{t_2} — tegangan-tegangan radial dan tangensial pada jari-jari r_2 ;

$k, k_1, k_2, l, l_1,$ dan l_2 — koefisien yang tergantung pada perbandingan r/r_2 .

Koefisien-koefisien ini dihitung dari rumus berikut:

$$\left. \begin{aligned} k &= \frac{3,3}{8} \left[0,7875 - 0,575 \left(\frac{r}{r_2} \right)^2 - \right. \\ &\quad \left. - 0,2125 \left(\frac{r}{r_2} \right)^4 \right]; \\ k_1 &= -0,5 \left[1 - \left(\frac{r}{r_2} \right)^2 \right] \left(\frac{r}{r_2} \right)^2; \\ k_2 &= 0,5 \left[1 + \left(\frac{r}{r_2} \right)^2 \right] \left(\frac{r}{r_2} \right)^2; \\ l &= \frac{3,3}{8} \left[0,7875 - \left(\frac{r}{r_2} \right)^2 + \right. \\ &\quad \left. + 0,2125 \left(\frac{r}{r_2} \right)^4 \right]; \\ l_1 &= 0,5 \left[1 + \left(\frac{r}{r_2} \right)^2 \right] \left(\frac{r}{r_2} \right)^2; \\ l_2 &= -0,5 \left[1 - \left(\frac{r}{r_2} \right)^2 \right] \left(\frac{r}{r_2} \right)^2. \end{aligned} \right\} \quad (13-47)$$



Gambar 13-16. Tegangan-tegangan pada cakram dengan kelepak (collar).

Tegangan-tegangan tangensial dan radial pada bagian hub (dari r_0 sampai r_{hub}) adalah

$$\sigma'_{t1} = k\sigma'_u + k_1\sigma_{r_{hub}} + k_2\sigma_{t_{hub}} \tag{13-48}$$

$$\sigma'_{r1} = l\sigma'_u + l_1\sigma_{r_{hub}} + l_2\sigma_{t_{hub}} \tag{13-49}$$

dimana $\sigma'_u = \frac{Y}{g} u^2$ - tegangan pada bagian cakram yang lebih tipis jari-jari $r_{hub} = r_1$, $u = \pi n r_1 / 30$;
 $\sigma_{r_{hub}}$ dan $\sigma_{t_{hub}}$ - tegangan-tegangan radial dan tangensial pada jari-jari r_{hub} ;
 k, k_1 , k_2 , l , l_1 , l_2 - koefisien yang tergantung pada perbandingan r/r_{hub} .

Koefisien-koefisien ini dihitung menurut Persamaan (13-47) yang perbandingan r/r_2 dan r_2/r digantikan oleh r/r_{hub} dan r_{hub}/r .

Persamaan (13-45), (13-46), (13-48) dan (13-49) mengandung delapan bilangan anu: σ_t , σ_r , σ_{r2} , σ_{t2} , σ'_{t1} , σ'_{r1} , $\sigma_{r_{hub}}$, dan $\sigma_{t_{hub}}$. Oleh sebab itu persamaan-persamaan tambahan harus dibentuk untuk kondisi batas cakram.

Tegangan radial pada jari-jari r_2 diperoleh dari rumus

$$\sigma_{r2} = \frac{C_b + xC_d}{2\pi r_2 y_1} \tag{13-50}$$

dimana y_1 - tebal cakram.

Tegangan radial pada jari-jari r_0 tergantung pada tekanan awal cakram dan ditentukan dari persama:

$$\sigma_{r0} = l^0\sigma'_u + l_1^0\sigma_{r_{hub}} + l_2^0\sigma_{t_{hub}} \tag{13-51}$$

Koefisien l^0 , l_1^0 , dan l_2^0 juga dihitung dari Persamaan (13-47) dengan mensubstitusikan r_0 dan r_{hub} pada suku r dan r_2 .

Tegangan σ_{r0} biasanya diandaikan sama dengan 50 kg/cm². Untuk cakram-cakram dengan beban yang berat, nilai σ_{r0} dapat diambil sampai 100 kg/cm² atau bahkan sampai 150 kg/cm².

Perubahan bentuk (deformasi) radial hub pada bagian kelepak cakram diperoleh dari rumus berikut

$$\xi_{hub} = \frac{r_{hub}}{E} (\sigma_{t_{hub}} - \nu\sigma_{r_{hub}}) \tag{13-52}$$

Deformasi radial untuk penampang cakram yang lebih tipis pada tempat yang sama diperoleh dengan rumus

$$\xi_1 = \frac{r_{hub}}{E} (\sigma_{t1} - \nu\sigma_{r1}) \tag{13-53}$$

dimana σ_{t1} dan σ_{r1} - tegangan-tegangan tangensial dan radial pada penampang cakram yang lebih tipis pada jari-jari $r_1 = r_{hub}$. Deformasi-deformasi radial pada permukaan hub diandaikan sama, yakni, $\xi_{hub} = \xi_1$.

Sehingga dari Persamaan (13-52) dan (13-53) kita peroleh

$$\sigma_{t_{hub}} - \nu\sigma_{r_{hub}} = \sigma_{t1} - \nu\sigma_{r1}$$

dari mana

$$\sigma_{t1} = \sigma_{t \text{ hub}} + \nu \sigma_{r1} - \nu \sigma_{r \text{ hub}} \quad (13-54)$$

Di sini koefisien pemampatan melintang diandaikan $\nu = 0,3$. Bila dianggap bahwa tegangan-tegangan radial pada permukaan-permukaan silindris pada jari-jari r_{hub} adalah seragam, maka

$$\sigma_{r \text{ hub}} = \frac{y_1}{y_2} \sigma_{r1} \quad (13-55)$$

dengan y_2 - tebal hub.

Dengan mensubstitusikan ke dalam Persamaan (13-54) dan (13-51) nilai-nilai yang diperoleh dari Persamaan (13-55), kita peroleh

$$\sigma_{r2} = l^0 \sigma'_u + l_1^0 \frac{y_1}{y_2} \sigma_{r1} + l_2^0 \sigma_{t \text{ hub}} \quad (13-56)$$

$$\sigma_{t1} = \sigma_{t \text{ hub}} + \left(1 - \frac{y_1}{y_2}\right) \nu \sigma_{r1} \quad (13-57)$$

Tegangan-tegangan tangensial dan radial pada penampang cakram yang lebih tipis pada jari-jari $r_1 = r_{\text{hub}}$ dapat ditentukan dengan menulis persamaan-persamaan yang analog dengan Persamaan (13-45) dan (13-16) sebagai berikut ini

$$\sigma_{t1} = k\sigma_u + k_1\sigma_{r2} + k_2\sigma_{t2} \quad (13-58)$$

$$\sigma_{r1} = l\sigma_u + l_1\sigma_{r2} + l_2\sigma_{t2} \quad (13-59)$$

Pasangan Persamaan-persamaan (13-56), (13-57), (13-58) dan (13-59) merupakan dasar pendesaian cakram-cakram dengan tebal konstan dengan hub.

Dari persamaan-persamaan ini empat bilangan anu σ_{t1} , σ_{r1} , σ_{t2} dan $\sigma_{t \text{ hub}}$ dihitung; σ_{r0} diandaikan dan σ_{r2} dihitung dari Persamaan (13-50). Selanjutnya dari Persamaan (13-45) dan (13-46) σ_r dan σ_r dihitung untuk penampang cakram yang lebih tipis. Tegangan-tegangan pada hub (σ_{r1}' dan σ_{r1}') diperoleh dari Persamaan (13-48) dan (13-49).

Contoh 13.3. Carilah tegangan-tegangan pada cakram tebal konstan dengan hub dari data yang diberikan berikut ini: $n = 3.000$ rpm; gaya sentrifugal pada sudu-sudu $C_b = 55.800$ kg; gaya sentrifugal pada pelek (rim) $C_d = 14.000$ kg; $y_2 = 60$ mm dan $y_1 = 25$ mm.

Berbagai ukuran cakram ditunjukkan pada Gambar 13-16. Tegangan-tegangan radial pada permukaan silindris cakram pada jari-jari $r_2 = 400$ mm dengan $x = 0,5$ diperoleh dari Persamaan (13-50):

$$\sigma_{r2} = \frac{C_b + xC_d}{2\pi r_2 y_1} = \frac{55.800 + 0,5 \times 14.000}{2\pi \times 40 \times 2,5} = 100 \text{ kg/cm}^2.$$

Tegangan-tegangan radial pada permukaan melingkar bagian dalam dengan jari-jari r_0 diandaikan sama dengan $\sigma_{r0} = -50 \text{ kg/cm}^2$ (yang tergantung pada metode pemasangan cakram).

Tegangan pada penampang yang lebih tipis akan sama dengan:

a) pada jari-jari $R = 400$ mm

$$\sigma_u = \frac{Y}{g} u_2^2 = 0,08 \times 125^2 = 1.250 \text{ kg/cm}^2;$$

dengan

$$u_2 = \frac{\pi R n}{30} = \frac{\pi \times 0,4 \times 3.000}{30} = 125 \text{ m/detik};$$

b) pada jari-jari $r_{\text{hub}} = 220$ mm

$$\sigma'_u = 0,08 u_{\text{hub}}^2 = 0,08 \times 69^2 = 380 \text{ kg/cm}^2,$$

dengan

$$u_{\text{hub}} = \frac{\pi r_{\text{hub}} n}{30} = \frac{\pi \times 0,22 \times 3.000}{30} = 69 \text{ m/detik}.$$

Tegangan-tegangan pada bagian terdalam dan terluar dan pada kelepak (collar) diperoleh dari Persamaan (13-56) dan (13-59) seperti berikut ini

$$\sigma_{r0} = l^0 \sigma'_u + l_1^0 \frac{y_1}{y_2} \sigma_{r1} + l_2^0 \sigma_{t \text{ hub}};$$

$$\sigma_{t1} = \sigma_{t \text{ hub}} + \left(1 - \frac{y_1}{y_2}\right) \nu \sigma_{r1};$$

$$\sigma_{t2} = k\sigma_u + k_1\sigma_{r2} + k_2\sigma_{t2};$$

$$\sigma_{r1} = l\sigma_u + l_1\sigma_{r2} + l_2\sigma_{t2}.$$

Koefisien $l^0, l_1^0, l_2^0, l, l_1, l_2, k, k_1$ dan k_2 ditentukan dari Persamaan (13-47)

$$\begin{aligned}
 l^0 &= \frac{3,3}{8} \left[0,7875 - \left(\frac{r_o}{r_{hub}} \right)^2 + 0,2125 \left(\frac{r_{hub}}{r_o} \right)^2 \right] = \\
 &= 0,413 \left[0,7875 - \left(\frac{18}{22} \right)^2 + 0,2125 \left(\frac{22}{18} \right)^2 \right] = 0,18; \\
 l_1^0 &= 0,5 \left[1 + \left(\frac{18}{22} \right)^2 \right] \left(\frac{22}{18} \right)^2 = 1,243; \\
 l_2^0 &= -0,5 \left[1 - \left(\frac{18}{22} \right)^2 \right] \left(\frac{22}{18} \right)^2 = -0,247; \\
 k &= 0,413 \left[0,7875 - 0,575 \left(\frac{22}{40} \right)^2 - 0,2125 \left(\frac{40}{22} \right)^2 \right] = \\
 &= -0,0367 \\
 k_1 &= -0,5 \left[1 - \left(\frac{22}{40} \right)^2 \right] \left(\frac{40}{22} \right)^2 = -1,155; \\
 k_2 &= 0,5 \left[1 + \left(\frac{22}{40} \right)^2 \right] \left(\frac{40}{22} \right)^2 = 2,155; \\
 l &= 0,413 \left[0,7875 - \left(\frac{22}{40} \right)^2 + 0,2125 \left(\frac{40}{22} \right)^2 \right] = 0,491; \\
 l_1 &= 0,5 \left[1 + \left(\frac{22}{40} \right)^2 \right] \left(\frac{40}{22} \right)^2 = 2,155; \\
 l_2 &= -0,5 \left[1 - \left(\frac{22}{40} \right)^2 \right] \left(\frac{40}{22} \right)^2 = -1,155
 \end{aligned}$$

Dengan mensubstitusikan nilai σ_u dan σ'_u dan koefisien-koefisien pada Persamaan (13-56) dan (13-59) kita peroleh

$$\begin{aligned}
 0,247 \sigma_{hub} - 0,518 \sigma_{r1} &= 118,7; & (a) \\
 \sigma_{t1} - \sigma_{t_{hub}} - 0,175 \sigma_{r1} &= 0; & (b) \\
 \sigma_{t1} - 2,155 \sigma_{t2} &= -161,4; & (c) \\
 \sigma_{r1} + 1,155 \sigma_{t2} &= 830. & (d)
 \end{aligned}$$

Dengan menyelesaikan persamaan ini untuk mendapatkan keempat bilangan itu, kita peroleh

$$\begin{aligned}
 \sigma_{t2} &= 528 \text{ kg/cm}^2; \\
 \sigma_{r1} &= 220 \text{ kg/cm}^2; \\
 \sigma_{t1} &= 979 \text{ kg/cm}^2; \\
 \sigma_{t_{hub}} &= 940 \text{ kg/cm}^2.
 \end{aligned}$$

Dari Persamaan (13-55)

$$\sigma_{r_{hub}} = \frac{y_1}{y_2} \sigma_{r1} = \frac{25}{60} \times 220 = 91 \text{ kg/cm}^2.$$

Tegangan tangensial pada jari-jari $r_o = 180$ mm akan sama dengan, dari Persamaan (13-48),

$$\sigma_{t_o} = k \sigma'_u + k_1 \sigma_{r_{hub}} + k_2 \sigma_{t_{hub}} \tag{e}$$

Dengan mensubstitusikan perbandingan $r/r_{hub} = 18/22$ dan $r_{hub}/r = 22/18$ diperoleh koefisien k, k_1 dan k_2 sama dengan

$$k = 0,0357; k_1 = -0,247 \text{ dan } k_2 = 1,243.$$

Dengan mensubstitusikan nilai $\sigma'_u, \sigma_{r_{hub}}, \sigma_{t_{hub}}$ dan koefisien k, k_1 dan k_2 ke dalam persamaan (e) kita peroleh

$$\begin{aligned}
 \sigma_{t_o} &= 0,0357 \times 382 - 0,247 \times 91 + 1,243 \times 940 = \\
 &= 1.161 \text{ kg/cm}^2.
 \end{aligned}$$

Tegangan-tegangan tangensial dan radial pada sebarang titik cakram diperoleh dari rumus:

a) untuk penampang cakram yang lebih tipis dari Persamaan (13-45) dan (13-46)

$$\begin{aligned}
 \sigma_t &= k \sigma'_u + k_1 \sigma_{r2} + k_2 \sigma_{t1}; & (f) \\
 \sigma_r &= l \sigma'_u + l_1 \sigma_{r2} + l_2 \sigma_{t1}. & (g)
 \end{aligned}$$

b) untuk hub dari Persamaan (13-48) dan (13-49)

$$\begin{aligned}
 \sigma'_{t1} &= k \sigma'_u + k_1 \sigma_{r_{hub}} + k_2 \sigma_{t_{hub}}; & (h) \\
 \sigma'_{r1} &= l \sigma'_u + l_1 \sigma_{r_{hub}} + l_2 \sigma_{t_{hub}}. & (i)
 \end{aligned}$$

Koefisien-koefisien pada persamaan-persamaan ini ditentukan dari pasangan Persamaan (13-47) dengan perbandingan r/r_2 dan r/r_{hub} masing-masing untuk bagian cakram dan hub. Hasil-hasil perhitungan ini diberikan pada Tabel (13-3) dan (13-4).

Tabel 13-3

Tegangan-tegangan pada Penampang Cakram yang Lebih Tipis

$$\sigma_u = 1.250 \text{ kg/cm}^2, \sigma_{r_2} = 100 \text{ kg/cm}^2, \sigma_{t_2} = 528 \text{ kg/cm}^2$$

Tegangan-tegangan tangensial					
$r, \text{ cm}$	22	25	29	34	40
r/r_2	0,55	0,625	0,725	0,85	1
k	-0,0367	0,00806	0,0336	0,0322	0
k_1	-1,155	-0,78	-0,451	-0,193	0
k_2	2,155	1,78	1,45	1,197	1
$k\sigma_u$	-45,9	10,1	42	40,2	0
$k_1\sigma_{r_2}$	-115,5	-78	-45	-19,3	0
$k_2\sigma_{t_2}$	1,140	941	766	631	528
$\sigma_t, \text{ kg/cm}^2$	979	872	763	652	528

Tegangan-tegangan radial					
$r, \text{ cm}$	22	25	29	34	40
r/r_2	0,55	0,625	0,725	0,85	1
l	0,491	0,388	0,275	0,141	0
l_1	-2,155	1,78	1,45	1,197	1
l_2	-1,155	-0,78	-0,451	-0,193	0
$l\sigma_u$	615	485	344	176	0
$l_1\sigma_{r_2}$	215,5	178	145	119,7	100
$l_2\sigma_{t_2}$	-609	-412	-238	-102	0
$\sigma_r, \text{ kg/cm}^2$	220	251	251	194	100

Tabel 13-4

Tegangan-tegangan pada Hub $\sigma'_u = 382 \text{ kg/cm}^2$

$$\sigma_{r \text{ hub}} = 91 \text{ kg/cm}^2, \text{ dan } \sigma_{t \text{ hub}} = 940 \text{ kg/cm}^2$$

Tegangan-tegangan tangensial			
$r, \text{ cm}$	18	20	22
r/r_{hub}	0,819	0,91	1,0
k	0,0357	0,0227	0
k_1	-0,247	-0,1045	0
k_2	1,243	1,105	1
$k\sigma'_u$	13,6	8,7	0
$k_1\sigma_{r \text{ hub}}$	-22,5	-9,5	0
$k_2\sigma_{t \text{ hub}}$	1,179	1,040	940
$\sigma_t, \text{ kg/cm}^2$	1,161	1,039	940

Tegangan-tegangan radial			
$r, \text{ cm}$	18	20	22
r/r_{hub}	0,819	0,91	1
l	0,18	0,09	0
l_1	1,243	1,105	1
l_2	-0,247	-0,1045	0
$l\sigma'_u$	68,7	34,4	0
$l_1\sigma_{r \text{ hub}}$	113,3	100,5	91
$l_2\sigma_{t \text{ hub}}$	-232	-98,5	0
$\sigma_r, \text{ kg/cm}^2$	-50,0	36,4	91

3. Cakram Konis

Cakram-cakram dengan tebal yang konstan tidak sesuai untuk tingkat-tingkat yang berdiameter besar karena tegangan-tegangan yang diinduksi pada kelepak, yakni, tempat cakram bertemu dengan hub, adalah sangat besar. Cakram-cakram bentuk konis dipakai pada hal-hal ini untuk mengurangi konsentrasi tegang-

Persamaan-persamaan untuk kondisi batas cakram adalah

- a) untuk tegangan-tegangan radial pada jari-jari R_2

$$\sigma_{r_2} = \sigma_u \rho_u + A p_1 + B p_2; \quad (13-62)$$

- b) untuk tegangan-tegangan radial dan tangensial pada kelepak (collar)

$$\sigma_{r_1} = \sigma_u \rho_u + A p_1 + B p_2; \quad (13-63)$$

$$\sigma_{t_1} = \sigma_u q_u + A q_1 + B q_2; \quad (13-64)$$

- c) untuk bagian hub Persamaan (13-55), (13-56) dan (13-17) yang telah dijabarkan sebelumnya akan dipakai.

Tegangan-tegangan radial σ_{r_2} diperoleh dari Persamaan (13-50) sebagai

$$\sigma_{r_2} = \frac{C_b + x C_d}{2\pi r_2 y_1},$$

dan tegangan σ_u dari Persamaan (13-33) di mana $u = \pi R n / 30$. Dengan menyelesaikan pasangan persamaan (13-55), (13-56), (13-57), (13-62), (13-63) dan (13-64) secara serentak kita peroleh nilai keenam bilangan itu: $\sigma_{r_{hub}}$, $\sigma_{t_{hub}}$, σ_{r_1} , σ_{t_1} , A dan B .

Karena A dan B diketahui, maka sudah sangat mudah untuk menghitung tegangan σ_r dan σ_t pada bagian cakram yang konis dengan bantuan Persamaan (13-60) dan (13-61) dan tegangan-tegangan pada hub dari Persamaan (13-48) dan (13-49).

Contoh 13.4. Desainlah cakram konis dari data yang diberikan di bawah ini:

$n = 3.300$ rpm, $\sigma_{r_0} = -50$ kg/cm² (tegangan radial akibat suai-paksa pada poros). Ukuran-ukuran cakram ditunjukkan pada Gambar 13-17. Tegangan radial pada jari-jari r_2 , akibat gaya sentrifugal sudu-sudu dan pelek (rim) adalah 650 kg/cm².

Pertama sekali kita evaluasi sejumlah besaran pembantu:

- a) jari-jari konis sempurna (R pada Gambar 13-17)

$$R = \frac{r_2 y_1 - r_1 y}{y_1 - y} = \frac{50 \times 5 - 19,5 \times 1,2}{5 - 1,2} = 59,7 \text{ cm};$$

- b) tegangan pada bagian cakram yang lebih tipis pada jari-jari $R = 59,7$ cm di atas

$$\sigma_u = \frac{Y}{g} u^2 = \frac{Y}{g} 206,5^2 = 3.390 \text{ kg/cm}^2$$

pada $\gamma = 0,0078$ kg/cm² dan 1

$$u = \frac{\pi R n}{30} = \frac{0,597 \times 3.300}{30} = 206,5 \text{ m/detik}$$

- c) tegangan pada bagian dalam cakram pada jari-jari r_1

$$\sigma'_u = \frac{Y}{g} u_1^2 = \frac{Y}{g} 67,5^2 = 362 \text{ kg/cm}^2$$

$$\text{pada } u_1 = \frac{\pi \times 0,195 \times 3.300}{30} = 67,5 \text{ m/detik.}$$

Dengan menuliskan berbagai persamaan dasar untuk penentuan tegangan-tegangan pada bagian-bagian penting, kita peroleh

- a) pada jari-jari r_2

$$\sigma_{r_2} = \sigma_u \rho_u + A p_1 + B p_2; \quad (a)$$

- b) pada jari-jari r_1

$$\sigma_{r_1} = \sigma_u \rho_u + A p_1 + B p_2; \quad (b)$$

$$\sigma_{t_1} = \sigma_u q_u + A q_1 + B q_2; \quad (c)$$

Untuk bagian hub:

$$a) \text{ pada jari-jari } r_{hub} = r_1 \quad \sigma_{t_1} = \sigma_{t_{hub}} + \left(1 - \frac{y_1}{y}\right) \nu \sigma_{r_1}; \quad (d)$$

- b) pada permukaan melingkar cakram pada jari-jari r_0

$$\sigma_{r_0} = I^0 \sigma'_u + I_1^0 \frac{y_1}{y_0} \sigma_{r_1} + I_2^0 \sigma_{t_{hub}}; \quad (e)$$

Koefisien p_0, p_1, p_2, q_0, q_1 dan q_2 diperoleh dari kurva-kurva yang diberikan pada Gambar 13-18.

Koefisien-koefisien untuk persamaan (a) diperoleh untuk

$$x = r_2/R = 50/59,7 = 0,838 \text{ (dari Gambar 13-18);}$$

$$p_0 = 0,0677; p_1 = 6,65; p_2 = -0,221.$$

Untuk persamaan (b) dan (c)

$$x = r_1/R = 19,5/59,7 = 0,327;$$

$$p_0 = 0,1755; p_1 = 1,96; p_2 = -5,20;$$

$$q_0 = 0,1768; q_1 = 1,775; q_2 = 9,49.$$

Koefisien l^0, l^1 dan l^2 ditentukan dari Persamaan (13-47) untuk perbandingan-perbandingan

$$r_n/r_{hub} = 15/19,5, r_{hub}/r_0 = 19,5/15;$$

$$l^0 = 0,23; l^1 = 1,35 \text{ dan } l^2 = -0,344.$$

Dengan mensubstitusikan koefisien-koefisien dan nilai numerik y_1, y_0 dan y ke dalam persamaan (a), (b), (c), (d) dan (e) dengan bilangan anu pada sisi kiri, kita peroleh

$$6,65A - 0,211B = 420; \tag{a'}$$

$$1,96A - 5,20B - \sigma_{r1} = -595; \tag{b'}$$

$$1,775A + 9,49B - \sigma_{t1} = -598; \tag{c'}$$

$$\sigma_{t\ hub} + 0,15\sigma_{r1} - \sigma_{t1} = 0; \tag{d'}$$

$$-0,344\sigma_{t\ hub} + 0,675\sigma_{r1} = -133 \tag{e'}$$

Kita akan menyelesaikan persamaan-persamaan ini dengan jalan menghilangkan bilangan anu secara berurutan. Dengan membagi persamaan (e') dengan 0,344 dan menembahkannya ke (d'), kita peroleh

$$2,11\sigma_{r1} - \sigma_{t1} = -387.$$

Dengan mengurangkan persamaan di atas dari persamaan (c') kita peroleh

$$1,775A + 9,49B' = 2,11\sigma_{r1} = -211. \tag{f}$$

Dengan membagi persamaan di atas dengan 2,11 dan mengurangkannya dari persamaan (b'), kita peroleh

$$-1,118A - 9,70B' = -495. \tag{g}$$

A dan B sekarang dapat dicari dari persamaan (a') dan (g)

$$A = 65,0 \text{ dan } B = 58,6.$$

Tegangan $\sigma_{r1}, \sigma_{t1}, \sigma_{t\ hub}$ dan $\sigma_{r\ hub}$ ditentukan dari persamaan-persamaan

$$c\sigma_{r1} = 1,96A - 5,20B + 595 = 417 \text{ kg/cm}^2 \text{ (dari persamaan b')};$$

$$c\sigma_{t1} = 1,775A + 9,49B + 598 = 1.268 \text{ kg/cm}^2 \text{ (dari persamaan c')};$$

$$c\sigma_{t\ hub} = \sigma_{t1} - 0,15\sigma_{r1} = 1206 \text{ kg/cm}^2 \text{ (dari persamaan d')};$$

$$\sigma_{r\ hub} = \frac{y_1}{y_0} \sigma_{r1} = \frac{50}{100} \times 417 = 209 \text{ kg/cm}^2 \text{ (dari Persamaan (13-55))}.$$

Tegangan-tegangan pada bagian cakram yang konis akan ditentukan dari Persamaan (13-60) dan (13-61)

$$\sigma_r = 3.390p_0 + 65p_1 + 58,6p_2;$$

$$\sigma_t = 3.390q_0 + 65q_1 + 58,6q_2;$$

Hasil-hasil semua perhitungan di atas ditunjukkan pada Tabel 13-5.

Tegangan-tegangan pada hub diperoleh dari Persamaan (13-48) dan (13-49)

$$\sigma_r = 362l + 209l_1 + 1.206l_2;$$

$$\sigma_t = 362k + 209k_1 + 1.206k_2.$$

Hasil-hasil perhitungan ini juga ditunjukkan pada Tabel 13-6.

Jenis-jenis baja yang dipakai untuk konstruksi cakram-cakram turbin yang tergantung pada besarnya tegangan yang dihadapi dan kondisi operasi dibagi menjadi tiga kategori (lihat Tabel 13-7).

Tabel 13-8 memberikan analisis kimia dan sejumlah sifat fisis baja yang biasa dipakai dalam pembikinan cakram-cakram turbin. Dari sifat-sifat fisis yang ditunjukkan pada tabel tersebut, tampak bahwa baja krom-molibdenum sejauh ini adalah yang terkuat (32XHM).

Cakram-cakram yang mengalami beban yang berat (cakram-cakram tingkat tekanan-rendah turbin kondensasi) biasa dibuat dari baja molybdenum jenis ini. L.M.W. membuat cakram-cakram turbin dengan tegangan-tegangan yang tingginya sampai 2.700 kg/cm² untuk turbin VK-50 dan VK-100. Menurut Kirillov dan Kantor tegangan-tegangan yang diizinkan untuk baja molibdenum 32XHM pada temperatur 400°C harus diambil tidak lebih tinggi dari 1.100 kg/cm². Tegangan-te-

Tabel 13-5

Tegangan-tegangan pada Bagian Konis Cakram
 $A = 65 \text{ kg/cm}^2$, $B = 58,6 \text{ kg/cm}^2$, $\sigma_u = 3.390 \text{ kg/cm}^2$

Tegangan-tegangan tangensial				
$r, \text{ cm}$	19,5	25,6	37,8	50,0
$x = r/R$	0,327	0,429	0,634	0,838
p_0	0,1752	0,1662	0,1273	0,0677
p_1	1,969	2,237	3,252	6,65
p_2	-5,15	-2,615	-0,824	-0,221
$\sigma_u p_0$	595	564	432	230
$A p_1$	128	145	211	432
$B p_2$	-302	-154	-48	-13
$\sigma_r, \text{ kg/cm}^2$	417	555	595	649

$r, \text{ cm}$	19,5	25,6	37,8	50,8
$x = r/R$	0,327	0,429	0,634	0,838
q_0	0,1765	0,1723	0,1536	0,1209
q_1	1,775	1,943	2,496	4,09
q_2	9,49	6,15	3,51	2,45
$\sigma_u q_0$	598	585	521	410
$A q_1$	115	126	162	266
$B q_2$	555	360	206	144
$\sigma_r, \text{ kg/cm}^2$	1.268	1.071	889	820

Tabel 13-6

Tegangan-tegangan pada Hub

 $\sigma'_u = 362 \text{ kg/cm}^2$; $\sigma_r \text{ hub} = 209 \text{ kg/cm}^2$; $\sigma_t \text{ hub} = 1.206 \text{ kg/cm}^2$

Tegangan-tegangan radial			
$r, \text{ cm}$	15	17,25	19,5
r/r_{hub}	0,77	0,885	1,0
l	0,23	0,112	0
l_1	1,35	0,13	1
l_2	-0,344	-0,44	0
$l \sigma_u$	83	41	0
$l_1 \sigma_r \text{ hub}$	282	237	209
$l_2 \sigma_t \text{ hub}$	-415	-169	0
$\sigma_r, \text{ kg/cm}^2$	-50	109	200

Tegangan-tegangan tangensial			
$r, \text{ cm}$	15,0	17,25	19,5
r/r_{hub}	0,77	0,885	1
k	0,033	0,029	0
k_1	-0,344	-0,14	0
k_2	1,35	1,13	1
$k \sigma'_u$	12	11	0
$k_1 \sigma_r \text{ hub}$	-72	-29	0
$k_2 \sigma_t \text{ hub}$	1.630	1.365	1.206
$\sigma_t, \text{ kg/cm}^2$	1.570	1.347	1.206

Tabel 13-7

Sifat-sifat Baja yang Dipakai untuk Pembuatan Cakram (Acuan 2)

Kategori cakram	Tegangan ultimit, kg/mm^2	Titik serah, kg/mm^2	Perpanjangan relatif, %	Pengecilan luasan relatif, %	Kelentingan spesifik, kg/cm^2	Kekerasan Brinell, kg/mm^2
I	63	32	17	35	4	170 sampai 207
II	75	40	17	35	4	187 sampai 223
III	90	75	15	35	3	289 sampai 321

Tabel 13-8

Analisis Kimia dan Beberapa Sifat Fisis Baja-baja yang Dipakai untuk Konstruksi Cakram-cakram Turbin

Kategori Turbin	Jenis Baja	Analisis Kimia							S	P	Gravitas Spesifik, g/cm ³	Modulus Elastisitas pada 20° C, kg/mm ²	
		C	Si	Mn	Cr	Ni	Mo	Tidak lebih dari					
E1	45A	0,42 - 0,47	0,17 - 0,37	0,50 - 0,80	≤ 0,20	≤ 0,30	-	0,03	0,04	7,81	20.400		
	43H	0,40 - 0,45	0,17 - 0,37	0,50 - 0,80	≤ 0,2	0,90 - 1,20	-	0,03	0,04	7,84	-		
	45X	0,40 - 0,50	0,17 - 0,37	0,50 - 0,80	0,80 - 1,10	≤ 0,30	-	0,04	0,025	7,816	21.020		
E1H	34XM	0,30 - 0,38	0,17 - 0,37	0,40 - 0,70	0,90 - 1,20	≤ 0,40	0,25 - 0,40	0,03	0,035	-	21.950		
	35XHM	0,32 - 0,38	0,17 - 0,37	0,30 - 0,60	0,80 - 1,20	1,40 - 1,80	0,25 - 0,40	0,03	0,035	-	20.400		
E1H1	32XHM	0,28 - 0,35	0,17 - 0,37	0,30 - 0,80	0,60 - 0,80	2,75 - 3,00	0,30 - 0,40	0,03	0,035	-	-		

tegangan yang diizinkan untuk masing-masing hal ditentukan dengan memperhatikan sifat-sifat fisis baja maupun temperatur operasi cakram yang direncanakan. Umumnya tegangan-tegangan yang diizinkan biasanya tidak pernah lebih dari 0,4 kali tegangan titik-serah bahan pada temperatur yang dimaksudkan.

13.9. DESAIN POROS TURBIN

Gaya-gaya yang beraksi pada poros turbin dapat dibagi menjadi empat kelompok:

- a) gaya-gaya lentur akibat bobot cakram-cakram dan sudu-sudu;
- b) gaya-gaya puntir yang diakibatkan oleh momen putar cakram-cakram yang berputar;
- c) gaya-gaya yang diakibatkan oleh ketakseragaman distribusi tekanan pada sepatu-sepatu pad ban-talan dorong;
- d) gaya-gaya yang diinduksi pada penghubung-singkatan alternator.

Sewaktu mendesain poros turbin dari segi kekuatan mekanis, tegangan-tegangan pada penampang yang terlemah harus diambil sebagai dasar perhitungan ini, yakni, 1) penampang yang momen lenturnya adalah yang terbesar, 2) penampang yang momen putarnya adalah maksimum (pada kopling antara turbin dan alternator), 3) bagian poros pada cakram dorong. Di samping bagian-bagian ini kekuatan poros harus juga diperiksa terhadap tegangan-tegangan yang timbul padanya dalam hal terjadinya penghubung singkatan alternator.

1. Perhitungan-perhitungan untuk Lenturan dan Puntiran

Perhitungan-perhitungan desain sebarang penampang poros terdiri dari penentuan tegangan-tegangan lentur dan puntir yang beraksi pada penampang ini. Perhitungan-perhitungan dilakukan untuk tegangan tangensial maksimum yang diperoleh dari persamaan

$$\tau_{maks} = \frac{1}{2W} \sqrt{M_b^2 + M_t^2} \text{ [kg/cm}^2\text{]}, \tag{13-65}$$

dengan $W = \frac{\pi d^3}{32}$ - momen perlawanan poros, cm³;

d - diameter poros, cm;

M_b dan M_t - momen lentur dan puntir pada penampang yang dimaksud, kg cm.

Momen lentur M_b pada sebarang penampang yang diinginkan dapat ditentukan secara grafik menurut yang dijelaskan pada Pasal 13-12.

Momen puntir pada sebarang penampang poros adalah

$$M_t = \frac{\sum P_u d_i}{2} = \frac{102 \sum N_i d_i}{2u}$$

atau dengan mensubstitusikan $u = \frac{\pi d_i n}{60}$

$$M_t = \frac{102 \times 60 \sum N_i}{2\pi n} = 973 \frac{\sum N_i}{n} \text{ [kg m]} =$$

$$= 97.300 \frac{\sum N_i}{n} \text{ [kg cm]} \quad (13-66)$$

dengan ΣN_i — daya-dalam (internal) total yang dihasilkan pada panjang poros yang diukur dari ujung depan hingga penampang yang dimaksudkan, kW

ΣP_u — gaya total yang dikerjakan oleh uap pada tingkat-tingkat ini;

n — rpm;

d_1 — diameter rotor pada tinggi rata-rata sudu;

u — kecepatan keliling rata-rata pada pelek cakram.

Untuk baja karbon, τ_{maks} dapat diambil kira-kira 400 kg/cm^2 dan untuk baja-baja paduan nilai ini dapat diperbesar hingga 600 sampai 800 kg/cm^2 atau bahkan lebih besar lagi.

Momen lentur pada kopling antara alternator dan turbin dapat ditaksir sama dengan nol yang dalam hal ini Persamaan (13-65) akan menjadi

$$\tau_{\text{maks}} = \frac{M_t}{2W} \text{ [kg/cm}^2\text{]}.$$

2. Kekuatan Poros pada Cakram Dorong

Sewaktu beroperasi mungkin saja timbul gaya-gaya aksial yang tidak seragam pada sepatu-sepatu (pad) bantalan dorong turbin. Dalam hal yang terbatas, dapat dianggap bahwa semua dorongan aksial akan ditanggulangi oleh sepatu dorong-tunggal yang menyebabkan terjadinya momen lentur pada cakram dorong (Gambar 13-19):

$$M_b = PR \quad (13-67)$$

Tegangan pada penampang ini akan menjadi

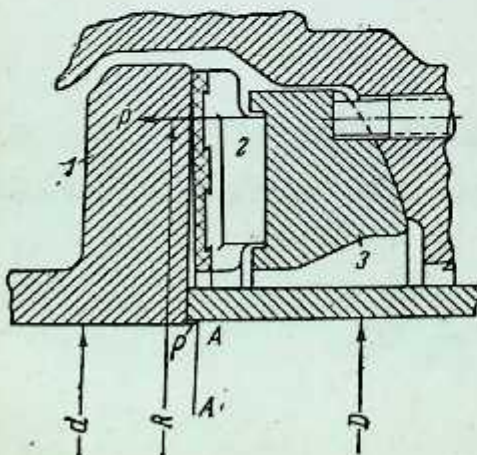
$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_1} = \frac{32 M_b}{\pi d^3} \quad (13-68)$$

dengan W_1 — momen perlawanan poros pada penampang ini;

d — diameter poros;

P — dorongan aksial total.

Bila satu unit bantalan jenis yang ditunjukkan pada Gambar 12-37 dirakit dengan teliti dan bila sepatu-sepatu berbentuk bola 2 peka terhadap swa-penyebaran aksial maka dorongan akan didistribusikan secara seragam pada semua sepatu dorong. Bagaimanapun, bila sepatu-sepatu itu sedikit miring (baut penyetop 5 terlalu dikencangkan atau bila sepatu-sepatu yang berbentuk bola tersebut tidak begitu peka terhadap swa-penyebaran (self-alignment) seluruh dorongan aksial tersebut, dalam hal yang terbatas dapat ditransmisikan pada sepatu dorong-tunggal 1 yang mengakibatkan timbulnya kopel (couple).



Gambar 13-19. Ujung poros dengan cakram dorong.

Telah ada beberapa kasus kerusakan poros akibat kerja bantalan dorong jenis ini yang tidak memuaskan untuk turbin Metropolitan Vickers dan L.M.W. jenis AK-25-1. Gaya-gaya lentur yang timbul pada cakram dorong ini disebabkan oleh kopel yang menyebabkan kerusakan poros [Persamaan (13-67) dan (13-68)]. Sebagai akibat pengalaman yang tidak menyenangkan ini, L.M.W. sekarang ini sama sekali telah menghentikan pembuatan bantalan-bantalan dorong jenis ini.

Tegangan-tegangan lentur yang diizinkan untuk baja karbon dapat diambil sebesar 1.000 kg/cm² dan untuk baja-baja paduan nilai-nilai yang lebih besar dapat diambil.

3. Kekuatan Poros pada Penghubung-singkatan Alternator

Bila alternator dihubung-singkatkan momen putar pada poros alternator akan naik dalam waktu sesaat yang melebihi sepuluh kali dari momen putar maksimum pada operasi beban penuh. Jadi tegangan-tegangan poros pada kopling harus diperiksa apakah cukup kuat terhadap momen puntir maksimum $M_{t \text{ maks}}$ pada penghubung-singkatan alternator.

Momen puntir maksimum dapat ditentukan secara pendekatan dari

$$M_{t \text{ maks}} \approx 20M_t \frac{I_t}{I_t + I_g} \tag{13-69}$$

dengan M_t —momen puntir pada beban nominal;

I_t dan I_g —momen inersia rotor-rotor turbin dan alternator.

Tegangan tangensial maksimum pada saat hubung-singkat terjadi diperoleh dari Persamaan (13-65) dimana $M_{t \text{ maks}}$ disubstitusikan pada suku M_t . Tegangan ini harus tidak melebihi 2/3 dari tegangan batas elastis untuk bahan cakram yang dimaksud.

13.10. KEPESATAN KRITIS ROTOR

Sekalipun sudah semua perhatian diberikan dalam konstruksi dan penyeimbangan poros turbin dan cakram-cakram, oleh karena sesuatu hal, pusat massa rotor tidaklah berimpit dengan sumbu geometris poros.

Sesudah perakitan, rotor selalu mempunyai suatu ketakseimbangan. Jarak antara sumbu geometris poros dan pusat-massa rotor dikenal sebagai eksentrisitas rotor. Selama perputaran poros, eksentrisitas yang kecil pun akan menyebabkan gaya melintang yang bertambah besar dengan naiknya rpm poros dan cenderung untuk melendutkan poros.

Marilah kita perhatikan poros dengan sedikit ketakseimbangan dengan eksentrisitas e (Gambar 13-20).

Pusat massa poros adalah sejauh e dari sumbu geometris poros. Kita akan mengandaikan poros ditumpu dalam arah vertikal untuk menghindarkan terjadinya lendutan poros akibat bobotnya sendiri (Gambar 13-20 a). Gaya sentrifugal yang beraksi pada poros sewaktu berputar (Gambar 13-20 b) diberikan oleh persamaan

$$C = m(y + e)\omega^2, \tag{13-70}$$

dengan ω —kecepatan sudut putaran poros dalam radian per detik;

m —massa poros, kg detik²/cm;

y —lendutan, cm.

Gaya melintang yang timbul sebagai akibat ketakseimbangan akan diimbangi oleh gaya elastis poros yang besarnya adalah

$$P = \alpha y, \tag{13-71}$$

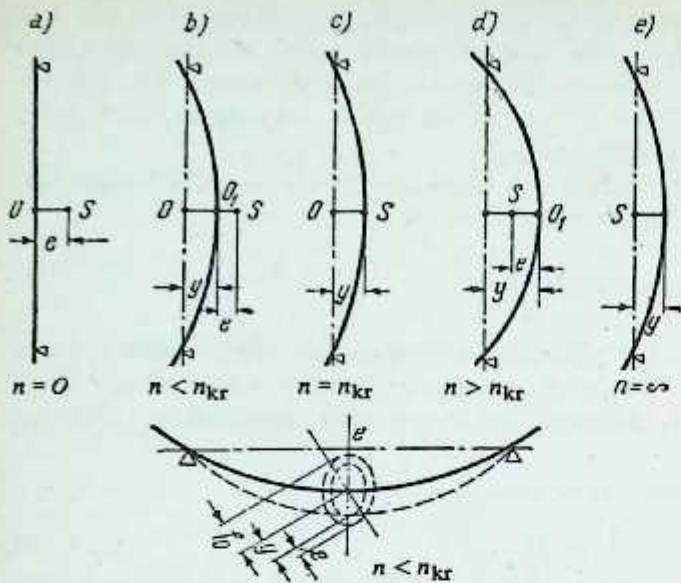
dengan α —gaya yang menyebabkan melendutnya poros sejauh 1 cm. Besar gaya ini tergantung pada kekakuan poros, panjangnya, distribusi beban dan jenis penumpu ujung-ujung poros.

Keseimbangan gaya P dan C dinyatakan sebagai berikut

$$m(y + e)\omega^2 = \alpha y, \tag{13-72}$$

yang dari sini lendutan poros diperoleh sama dengan

$$y = \frac{me\omega^2}{\alpha - m\omega^2} = \frac{e}{\frac{\alpha}{m\omega^2} - 1} \tag{13-73}$$



Gambar 13-20. Kedudukan titik bobot poros yang tergantung pada putarannya.

Dari Persamaan (13-73) ternyata, bahwa setiap nilai ω bersesuaian dengan lendutan y tertentu, yakni, pada $\alpha/m\omega^2 = 1$, $y = \infty$. Kecepatan sudut poros pada $m\omega^2 = \alpha$ dikenal sebagai kecepatan kritis dan ditentukan dari persamaan

$$\omega_{kr} = \sqrt{\frac{\alpha}{m}} = \frac{981\alpha}{G}, \quad (13-74)$$

dengan $m = \frac{G}{g} = \frac{G}{981}$

G – bobot poros.

Karena $\omega_{kr} = \frac{\pi n_{kr}}{30}$ dari Persamaan (13-74) kecepatan kritis poros dapat ditentukan sebagai berikut

$$\begin{aligned} n_{kr} &= \frac{30}{\pi} \omega_{kr} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{981\alpha}{G}} \approx \\ &\approx 300 \sqrt{\frac{\alpha}{G}}. \end{aligned} \quad (13-75)$$

Putaran per menit yang secara numerik berimpit dengan frekuensi alami getaran-getaran melintang poros dikenal sebagai kecepatan kritis. Secara teoretis, pada kecepatan kritis, lendutan poros cenderung untuk membesar hingga ke tak terhingga. Jadi pengoperasian turbin pada kecepatan kritis haruslah dihindari. Kecepatan putaran normal poros turbin haruslah tidak berimpit dengan kecepatan kritis poros, yakni, frekuensi alaminya. Dari praktek ternyata bahwa bila kecepatan kritis berbeda dengan kecepatan normal sebesar 15 sampai 20%, dapat dipastikan bahwa turbin sudah berada dalam operasi yang aman. Akan tetapi, kebanyakan pabrik pembuat turbin memakai kecepatan operasi normal lebih tinggi atau lebih rendah daripada kecepatan kritis sebesar 30 sampai 40%.

Poros-poros turbin yang mempunyai kecepatan kritis yang lebih rendah dari kecepatan operasi normalnya disebut sebagai poros fleksibel, dan poros-poros dengan kecepatan kritis yang lebih tinggi daripada kecepatan operasi normal dikenal sebagai poros tegar. Rotor-rotor turbin impuls dibuat dari kedua jenis ini, fleksibel dan tegar. Bila kecepatan kritis lebih rendah daripada kecepatan operasi, sewaktu menstart turbin kecepatan ini harus dilewati dengan cepat sehingga tidak ada waktu untuk pembesaran lendutan, yang, bila dibiarkan, akan dapat menyebabkan melengkungnya poros dan merusakkan bantalan-bantalan. Karakteristik kecepatan kritis adalah bahwa vektor gaya e akibat pembebanan eksentris beraksi dalam arah yang tegak lurus pada bidang gambar pada lendutan poros yang ekstrem, yakni, titik bobot berimpit dengan sumbu geometris poros yang melengkung tersebut.

Dari pertimbangan-pertimbangan teoretis dan praktis ternyata bahwa dengan $n > n_{kr}$ (Gambar 13-20 d) pusat bobot S akan berada di antara sumbu vertikal (yang ditunjukkan oleh garis putus-putus) dan poros yang melengkung tersebut. Dalam hal ini kondisi kesetimbangan untuk gaya C dan P akan dinyatakan seperti berikut ini

$$m(y - e)\omega^2 - ay = 0, \quad (13-76)$$

yang dari sini

$$y = \frac{me\omega^2}{m\omega^2 - \alpha} = \frac{e}{1 - \frac{\alpha}{m\omega^2}} \quad (13-77)$$

Dari Persamaan (13-74) $\alpha/m = \omega_{kr}^2$ dan sebagai akibatnya Persamaan (13-77) dapat ditulis sebagai berikut

$$y = \frac{e}{1 - \frac{\omega_{kr}^2}{\omega^2}} \quad (13-77a)$$

Dari persamaan ini tampak bahwa dengan membesarnya ω , y akan mempunyai nilai yang lebih kecil daripada nilainya pada kecepatan kritis. Sifat ini memungkinkan pemakaian poros fleksibel. Misalnya, jika $\omega = \omega_{kr}$, $y = \infty$ dan jika $\omega = \infty$ $y = e$, yakni, pada kecepatan yang takterhingga, titik bobot poros (titik S pada Gambar 13-20 e) akan berimpit dengan sumbu putar.

Tampak dari Persamaan (13-73) dan (13-77) bahwa lendutan-lendutan poros juga merupakan fungsi eksentrisitas e dan dengan demikian sewaktu menyeimbangkan rotor disarankan untuk mengurangi eksentrisitas ini seminimum mungkin.

Bila poros berada pada penumpu horisontal (Gambar 13-20 f) walaupun dalam keadaan statik, akan terjadi suatu lendutan sebesar f_0 yang disebabkan oleh bobot poros dan cakram-cakram yang dipasang pada poros. Oleh sebab itu poros akan melengkung sedikit. Akibatnya sewaktu berputar akan terjadi sejumlah lendutan tambahan yang besarnya y dan poros akan mulai bergetar relatif terhadap sumbu geometris statiknya (Gambar 13-20 f).

Lendutan statik diberikan oleh

$$f_0 = \frac{G_0}{\alpha} \quad (13-78)$$

dimana G_0 - bobot poros atau rotor.

Lendutan f_0 tergantung pada kekakuan poros, jarak antara kedua penumpu dan distribusi beban. Untuk poros yang ditumpu sederhana, yang dibebani pada tengah-tengahnya, lendutan akan sebesar

$$f_0 = \frac{G_0 l^3}{48EI}$$

dan untuk poros-poros dengan ujung-ujung yang tetap dan dibebani pada tengah-tengahnya, lendutan akan sebesar

$$f_0 = \frac{G_0 l^3}{192EI}$$

dimana l - jarak antara kedua penumpu;

E - modulus elastisitas bahan poros;

$I = \pi d^4/64$ - momen inersia penampang poros;

d - diameter poros.

Kita dapat mengulang tulis rumus untuk lendutan poros seperti berikut ini

$$f_0 = k \frac{G_0 l^3}{EI} \quad (13-79)$$

dimana k - koefisien yang tergantung pada jenis tumpuan dan titik tempat beraksinya gaya yang dimaksud. Dalam hal yang diperhatikan ini, $k = 1/48$ dan $1/192$.

Setelah menentukan lendutan f_0 , kecepatan kritis dapat dengan mudah ditentukan dari Persamaan (13-75) dan (13-78)

$$n_{kr} \approx \frac{300}{\sqrt{f_0}} \quad (13-80)$$

13.11. DESAIN POROS DENGAN DUA TUMPUAN

Pendesainan poros ditinjau dari segi kecepatan putar dan kekuatan mekanis telah diperhatikan secara tersendiri pada Pasal 13-9 dan 13-10. Bila poros hendak beroperasi secara memuaskan, desain-desain yang disebutkan di atas harus dipadukan. Pertama sekali diameter poros harus ditentukan dari segi kepe-

satan kritis seperti yang telah ditunjukkan pada Pasal 13-10, yang kemudian harus diperiksa lagi terhadap kekuatan mekanisnya seperti yang ditunjukkan pada Pasal 13-9.

Dari Persamaan (13-79) dan (13-80), untuk poros yang ditumpu mendatar, kita dapat menuliskan

$$f_o = \left(\frac{300}{n_{kr}}\right)^2 = k \frac{G_o l^3}{EI} \tag{13-81}$$

Momen inersia I diperoleh dari persamaan ini sebesar

$$I = \frac{k G_o l^3}{E} \left(\frac{n_{kr}}{300}\right)^2 \tag{13-82}$$

dan diameter

$$d = \sqrt[4]{\frac{64}{\pi} I} = \sqrt[4]{\frac{64 k G_o l^3}{\pi E} \left(\frac{n_{kr}}{300}\right)^2} \tag{13-83}$$

Kepesatan kritis biasanya diandaikan untuk perhitungan diameter poros.

Koefisien k diperoleh dari persamaan-persamaan mekanika teknik untuk berbagai jenis pembebanan.

Contoh 13.5. Desainlah poros fleksibel untuk turbin impuls tingkat tunggal dari data berikut:

$N_e = 300$ kW; $n = 10.000$ rpm; $G_o = 100$ kg; $a = 40$ cm; $b = 60$ cm; $l = a + b = 100$ cm—jarak antara kedua tumpuan.

Kita akan menganggap bahwa poros ditumpu bebas pada kedua ujungnya dan bobotnya diabaikan.

Lendutan poros akibat beban terpusat G_o pada tempat yang ditunjukkan pada Gambar 13-21 adalah

$$f_o = \frac{a^2 b^2 G_o}{3EI}$$

Karena dalam hal ini $a = 2/5 l$, $b = 3/5 l$,

$$f_o = \frac{4l^2}{25} \times \frac{9l^2}{25} \times \frac{1G_o}{3EI} = \frac{12G_o l^2}{625EI}$$

dengan $k = \frac{12}{625}$

Kita akan mengandaikan kepesatan kritis rotor sama dengan 1/6 dari kepesatan operasi:

$$n_{kr} = \frac{10.000}{6} = 1.667 \text{ r.p.m.}$$

Dalam hal turbin tingkat-tunggal yang mempunyai kepesatan-putar yang tinggi, katakanlah $n > 5.000$ rpm, kemungkinan terdapatnya kepesatan kritis harmonik pertama dan kedua tidaklah dikesampingkan. Telah diketahui, secara teoretis, bahwa untuk poros dengan diameter konstan perbandingan-perbandingan kepesatan kritis adalah dalam orde yang berikut ini

$$\omega_{kr1} : \omega_{kr2} : \omega_{kr3} = 1 : 4 : 9,$$

dengan ω_{kr1} , ω_{kr2} , ω_{kr3} — kepesatan kritis poros pada 2/4, 4/4 dan 6/4 gelombang, yakni, tanpa simpul (node) untuk kepesatan pertama dan dengan satu atau dua titik simpul masing-masing untuk kepesatan kedua dan ketiga.

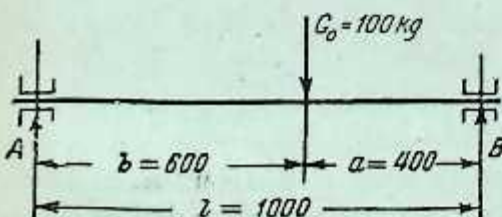
Dari hubungan di atas ternyata bahwa kepesatan kritis poros haruslah tidak sama dengan 1.100 atau 2.500 rpm.

Dengan kepesatan kritis setinggi 1.100 rpm getaran poros dengan dua titik-simpul akan menyebabkan kepesatan operasi berimpit dengan kepesatan kritis. Sama halnya untuk 2.500 rpm, kepesatan kritis dan kepesatan operasi akan berimpit dengan getaran-getaran simpul-tunggal poros.

Jadi kepesatan 1/4 dan 1/9 dari kepesatan normal harus dihindari.

Dari Persamaan (13-82)

$$I = \frac{12 G_o l^3}{625 E} \left(\frac{n_{kr}}{300}\right)^2 = \frac{12 \times 100 \times 100^3}{625 \times 2.100.00} \left(\frac{1.667}{300}\right)^2 = 28,2 \text{ cm}^4.$$



Gambar 13-21. Poros fleksibel dengan cakram tunggal

Diameter poros dengan demikian akan menjadi

$$= \sqrt[4]{\frac{64}{\pi} I} = \sqrt[4]{\frac{64}{\pi} \times 28,32} = 4,9 \text{ cm} = 49 \text{ mm}.$$

Lendutan statik poros

$$f_0 = \left(\frac{300}{1,667} \right)^2 \approx 0,0325 \text{ cm} = 0,325 \text{ mm}$$

yang masih diizinkan untuk turbin tingkat-tunggal.

Momen lentur yang disebabkan oleh gaya reaksi pada tumpuannya

$$M_b = \frac{a}{l} b G_0 = \frac{40}{100} \times 60 \times 100 = 2.400 \text{ kg cm}.$$

Momen puntir dari Persamaan (13-66) diperoleh sebesar

$$M_t = 97,300 \times \frac{300}{0,96 \times 0,94 \times 10.000} = 3,240 \text{ kg/cm},$$

Angka $\eta_m = 0,96$ dan $\eta_g = 0,94$ (diandaikan).

Tegangan tangensial maksimum dari Persamaan (13-65)

$$\begin{aligned} \tau_{\text{maks}} &= \frac{1}{2W} \sqrt{2.400^2 + 3.240^2} = \frac{1}{2 \times 13,9} \sqrt{1.622 \times 10^4} = \\ &= 145 \text{ kg/cm}^2 \end{aligned}$$

Angka $W = \frac{\pi}{32} \times 4,9^3 = 13,9 \text{ cm}^3$. Tegangan tangensial yang diperoleh di sini adalah masih dalam batas-batas yang di-

13.12. KEPESATAN KRITIS POROS DENGAN BEBERAPA CAKRAM

Dapat ditunjukkan dengan mudah bahwa dalam hal yang paling sederhana kepesatan kritis poros (rotor) tepat atau setidaknya hampir berimpitan dengan frekuensi getaran-getaran alaminya. Jadi kepesatan kritis dapat dinyatakan oleh frekuensi getaran-getaran alami poros.

Misalkan poros dibebani dengan beban terpusat Q_1, Q_2, Q_3, \dots dan seterusnya. Misalkan lendutan yang disebabkan oleh beban-beban ini adalah y_1, y_2, y_3, \dots dan seterusnya. Maka poros akan melenggang dalam bentuk yang ditunjukkan pada Gambar 13-22 oleh garis $\alpha\beta\gamma$.

Kita dapat mengandaikan, dengan ketelitian yang masih dapat diterima, bahwa garis pusaran poros sewaktu berputar berimpit dengan kurva lendutan statik yang dapat dengan mudah ditentukan secara grafik. Dari hukum kekekalan energi kita dapat mengandaikan bahwa perjumlahan energi kinetik dan energi potensial poros (rotor) sewaktu beroperasi tidak akan berubah. Dengan kata lain, perubahan pada energi kinetik T poros yang bergetar harus sama dengan perubahan energi potensial deformasi (perubahan bentuk) poros U , dengan kata lain, $T = U$.

Bila beban-beban tersebut melewati kedudukan keseimbangan statik, poros akan menghasilkan energi kinetik maksimum yang secara numerik sama dengan

$$T_{\text{maks}} = \frac{\lambda^2}{2g} (Q_1 y_1^2 + Q_2 y_2^2 + Q_3 y_3^2 + \dots).$$

Tegangan d - kecepatan sudut poros yang diberikan oleh hubungan

$$\lambda = \frac{2\pi}{\tau};$$

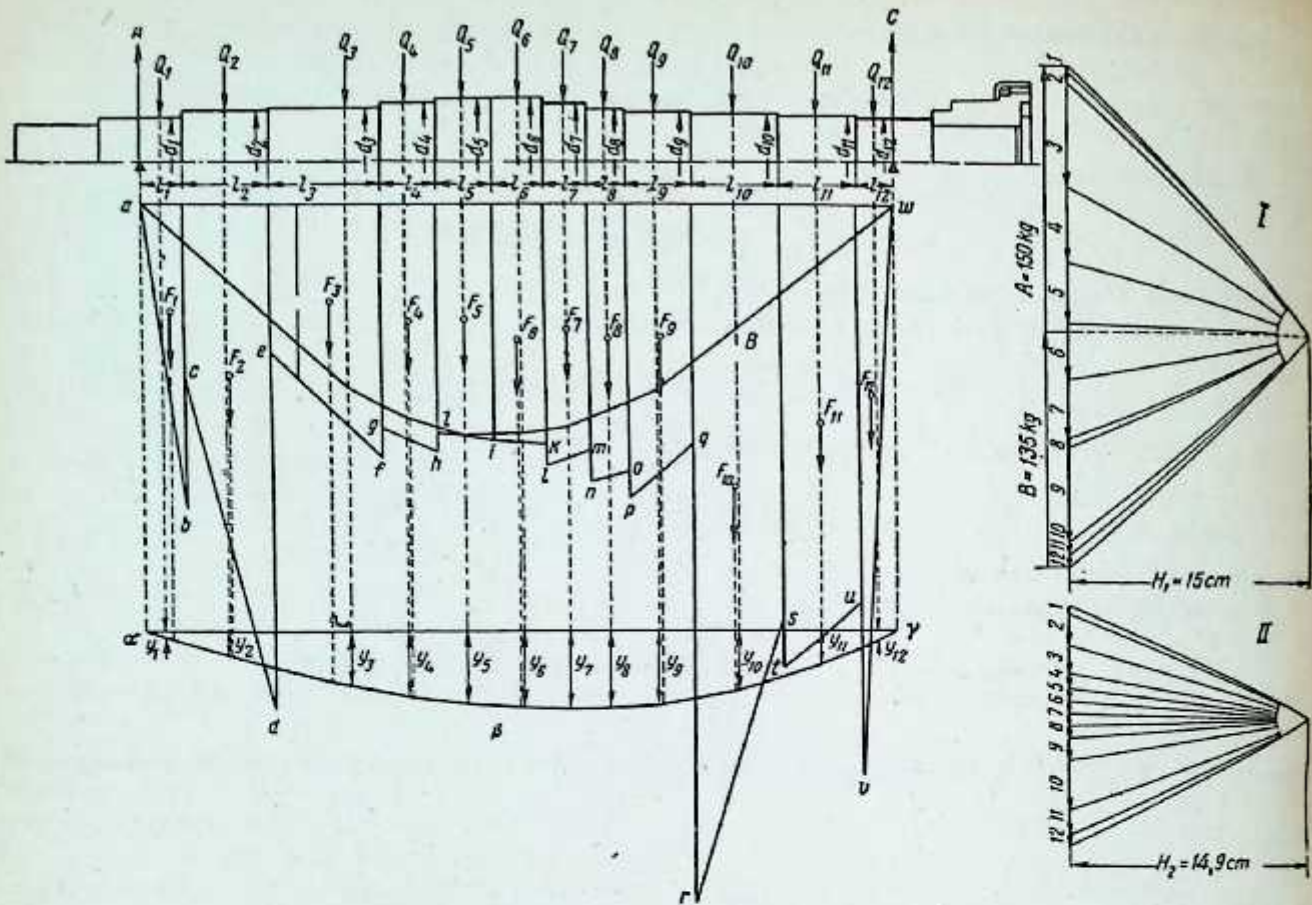
τ - periode getaran;

g - percepatan akibat gravitasi.

Energi potensial deformasi poros pada kedudukan keseimbangan statik akan sama dengan nol, dengan kata lain, $U = 0$.

Bila poros berada pada lendutan maksimum dari kedudukan keseimbangan statiknya, energi regangan (strain energy) (energi potensial deformasi poros) adalah dalam keadaan yang terbesar.

$$U_{\text{maks}} = \frac{1}{2} (Q_1 y_1 + Q_2 y_2 + Q_3 y_3 + \dots).$$



Gambar 13-22. Penentuan lendutan statik poros turbin.

Oleh karena energi total sistem adalah tetap konstan

$$\frac{\lambda^2}{2g} (Q_1 y_1^2 + Q_2 y_2^2 + Q_3 y_3^2 + \dots) = \frac{1}{2} (Q_1 y_1 + Q_2 y_2 + Q_3 y_3 \dots)$$

yang dari sini

$$\lambda = \sqrt{\frac{g \sum Q_i y_i}{\sum Q_i y_i^2}} \tag{13-84}$$

Karena $\lambda = \omega_{kr}$, kecepatan kritis rotor adalah

$$n_{kr} = \frac{60 \omega_{kr}}{2\pi} \approx 300 \sqrt{\frac{\sum Q_i y_i}{\sum Q_i y_i^2}} \tag{13-85}$$

Persamaan yang terakhir ini mengandung hanya satu bilangan anu, y_i , yang dapat ditentukan secara grafis.

Sewaktu menghitung kurva lendutan statik untuk poros, kekakuan tambahan poros akibat hub cakram biasanya tidak diperhitungkan. Ini dapat menyebabkan kecepatan kritis yang aktualnya dapat lebih tinggi daripada yang diperoleh secara teoretis.

Kepesatan-kepesatan kritis rotor tempaan pejal atau rotor jenis gabungan ditentukan persis sama dengan yang dilakukan untuk cakram-cakram yang dirakit. Pertambahan kekakuan poros akibat adanya cakram-cakram yang ditempa dalam satu kesatuan dengan poros dapat diandaikan dengan memperbesar diameter poros sebesar $b/2$ (b —tebal cakram).

Contoh 13.6. Hitunglah kecepatan kritis poros yang dibebani seperti yang ditunjukkan pada Gambar 13-22 dan Tabel 13-9. Kepesatan operasi normal rotor adalah 6.000 rpm.

Skala linear diandaikan sama dengan $\frac{1}{a} = \frac{1}{2}$, dengan kata lain, 1 cm pada skets adalah sama dengan 2 cm panjang poros.

Kita akan membagi poros menjadi 12 bagian yang padanya beban-beban tersebut beraksi. Pada beban-beban terpusat (sakram, gland, dan lain-lain) harus ditambahkan bobot bagian poros yang menyangga beban ini (Gambar 13-22 Tabel 13-9 memberikan beban-beban kotor). Pengaruh ujung poros yang berjuntai (overhang) harus diabaikan.¹ Kita akan melukis poligon gaya I dengan skala $b = 10 \text{ kg/cm}$, dengan memilih kutub sejarak 15 cm. Diagram momen lentur B sekarang digambarkan. Momen lentur pada sebarang titik yang diinginkan pada poros diperoleh dengan mengalikan ordinat titik yang dimaksud pada diagram momen lentur yang diukur dengan skala jarak kutub H_1 sebesar

$$M = abzH_1.$$

Subdiagram momen lentur B dapat juga dianggap sebagai kurva pembebanan yang ordinat diagram tersebut dapat diambil sebagai beban fiktif pada titik tersebut.

Jarak kutub untuk diagram lendutan H_2 biasanya diambil sebanding dengan kekakuan poros EI . Untuk kondisi demikian bila poros mempunyai diameter yang bervariasi, setiap bagian poros dengan diameter konstan d akan mempunyai jaraknya sendiri sebesar H_2 . Untuk menyederhanakan poligon batang (funicular polygon) untuk keseluruhan poros dengan titik kutub tunggal, poros dianggap sebagai poros penampang konstan yang momen inersianya biasanya diambil sama dengan momen inersia diameter maksimumnya $d_0 = d_5 = d_6$.

Momen lentur pada setiap titik kemudian diperbesar atau diperkecil untuk mempertahankan lendutan sama dengan yang sebelumnya. Momen lentur diubah dalam perbandingan $I_0/I = d_0^4/d^4$ (dengan I dan d —momen inersia dan diameter poros pada sebarang titik).

Jarak kutub H_2 dijaga konstan untuk transformasi di atas. Bila jarak kutub H_2 hendak dipertahankan tetap konstan untuk semua penampang poros kita harus memperhatikan perubahan pada modulus elastisitas yang nilai numeriknya tergantung pada temperatur.

E_0 dipilih untuk sebarang penampang poros dan ordinat diagram momen lentur untuk semua penampang lainnya dikalikan dengan perbandingan E_0/E (dengan E —modulus elastisitas penampang yang diperhatikan). Sesudah memperoleh ordinat kutub poligon batang (funicular polygon) untuk kurva lendutan dalam suku-suku $E_0 I_0$, semua ordinat diagram momen lentur harus dikalikan dengan $d_0^4/d^4 \times E_0/E$ untuk mempertahankan kurva lendutan tidak berubah.

Pada contoh ini $d_0 = d = 12,7 \text{ cm}$ dan $E_0 = 2,1 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2$. Sesudah memperkalikan setiap ordinat diagram momen lentur B dengan besaran di atas kita peroleh diagram $abcdefghijklmnoqrstuvw$.

Selanjutnya kita menentukan luas penampang masing-masing bagian dan mencari titik bobotnya yang merupakan tempat gaya-gaya F_1, F_2, F_3, \dots , dan seterusnya dianggap beraksi. Poligon batang yang kedua digambarkan dengan menggunakan gaya-gaya dengan skala c [cm^2/cm] (yakni, 1 cm kurva lendutan bersesuaian dengan c [cm^2] diagram momen lentur pada gambar tersebut). Dalam contoh yang diberikan ini $c = 50 \text{ cm}^2/\text{cm}$. Karena 1 cm panjang ordinat diagram momen lentur adalah sama dengan abH_1 [kg cm] dan setiap cm bujur sangkar diagram sama dengan $a^2 bH_1$ [kg cm^2] maka setiap cm panjang diagram lendutan adalah sama dengan $c (a^2 bH_1)$ [kg cm^2]. Bila jarak kutub $E_0 I_0$ digambar dengan skala yang sama dengan di atas, yakni bila kita andaikan

$$H'_2 = \frac{E_0 I_0}{a^2 b c H_1} \text{ [cm]},$$

lendutan diperoleh pada skala yang linear.

Temperatur, °C:	20	110	200	300	400	500	600
Modulus elastisitas $E \times 10^{-3}$	2,070	2,010	1,950	1,880	1,790	1,510	1,340

Untuk lebih menjelaskan diagram lendutan, jarak kutub diperkecil jauh dari nilai H'_2 . Dalam contoh ini kita harus membuat besar lendutan 3.000 kali lebih besar dari nilai semula ($M = 3.000$). Karena poros telah digambar dengan skala 1:1, jarak kutub akan berkurang Ma kali, yakni, sebagai pengganti H'_2

$$H_2 = \frac{H'_2}{Ma} = \frac{E_0 I_0}{Ma^2 b c H_1} \text{ [cm]}.$$

Dalam hal yang sekarang ini

$$H_2 = \frac{2,1 \times 10^6 \times 127,7}{3,000 \times 2^3 \times 10 \times 50 \times 15} = 14,9 \text{ cm}.$$

¹ Ujung-ujung rotor berjuntai (overhang) sedikit akan menurunkan kecepatan kritis.

Untuk menyederhanakan perhitungan Persamaan (13-85) kita dapat mensubstitusikan lendutan poros menurut yang diperoleh dari gambar sebagai pengganti nilai-nilai aktual, dengan kata lain, $Y_i = My_i$. Dengan modifikasi ini Persamaan (13-85) akan menjadi

$$n_{kr} = 300 \sqrt{\frac{M \sum Q_i Y_i}{\sum Q_i Y_i^2}} \tag{13-85a}$$

$\sum Q_i Y_i$ dan $\sum Q_i Y_i^2$ diperoleh dengan mengandaikan perkalian setiap beban Q_i dan lendutan poros dan kuadrat lendutan akibat beban tersebut menurut yang diperoleh dari gambar.

Semua perkalian di atas ditunjukkan pada Tabel 13-9.

Karena skala lendutan telah diandaikan sama dengan $M = 3000$

$$n_{kr} = 300 \sqrt{\frac{M \sum Q_i Y_i}{\sum Q_i Y_i^2}} = 300 \sqrt{\frac{3.000 \times 1.088,6}{4.316,6}} = 8.250 \text{ rpm.}$$

Perbandingan kecepatan kritis dan kecepatan normal adalah

$$n_{kr}/n = 8.250/6.000 = 1,37,$$

dengan kata lain, poros adalah jenis tegar dan perbedaan keduanya adalah sudah cukup.

Lendutan statik maksimum poros adalah

$$y_{maks} = \frac{Y_{maks}}{M} = \frac{45}{3.000} = 0,015 \text{ mm.}$$

$$\sum Q_i Y_i = 1.088,6 \text{ kg cm; } \sum Q_i Y_i^2 = 4.316,6 \text{ kg/cm}^2.$$

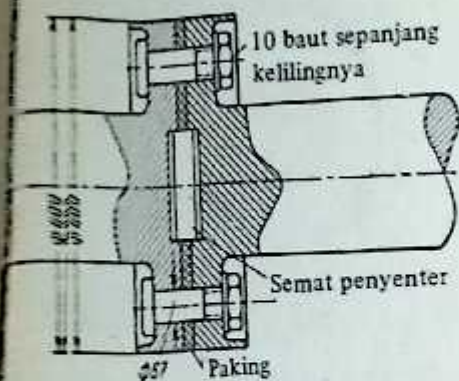
Dari kolom 8 Tabel 13-9 dapat dilihat bahwa pengaruh temperatur pada kecepatan kritis adalah tidak begitu besar dan dapat diabaikan. Akan tetapi, dalam hal turbin-turbin tekanan dan temperatur-tinggi yang temperatur awalnya dapat mencapai 500 sampai 550°C, variasi modulus elastisitas dapat memperkecil kecepatan kritis dengan cukup nyata.

Tabel 13-9

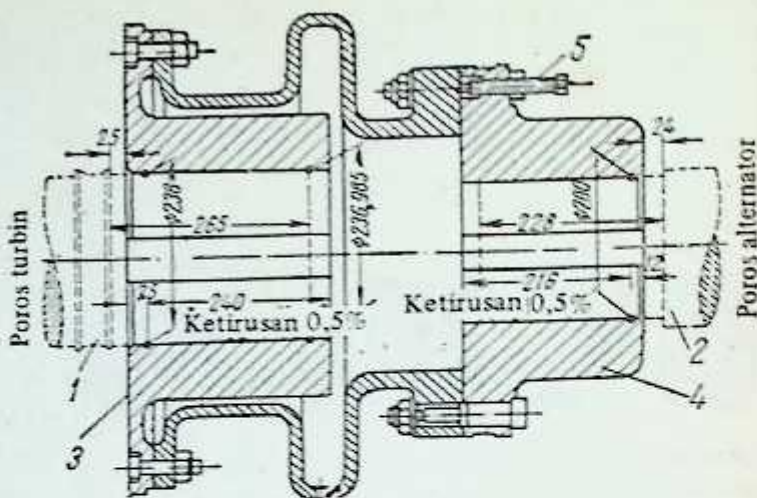
Bagian No.	Diameter poros, cm	Panjang bagian, cm	Beban Q_i , kg	d_o/d	$(d_o/d)^4$	Temperatur t_i , °C	E_o/E	Ordinat diagram momen lentur z_i , cm	$z \times (6) \times (8)$	Luas diagram momen lentur untuk setiap bagian S cm ²	Ordinat diagram lendutan pada gambar	y^2 , cm	(4) × (12) kg/cm	(4) × (13) kg/cm ²
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
1	7,6	4,45	1,6	1,66	7,70	50	1,0	2,25	17,3/9,7	12,3	0,4	0,16	0,6	0,3
2	8,8	9,20	6,8	1,44	4,33	50	1,0	6,70	29/8,4	8,0	1,43	2,05	9,7	13,9
3	12,0	11,90	59,0	1,06	1,25	50	1,0	11,55	14,5/12,6	67,0	3,1	9,61	182,9	567,0
4	12,4	5,90	42,0	1,02	1,00	75	1,01	12,80	14,6/12,9	39,4	3,7	13,69	155,4	575,0
5	12,7	6,00	36,1	1,0	1,0	127	1,04	13,10	13,5/13,5	39,7	4,2	17,64	151,6	638,8
6	12,7	5,40	30,1	1,0	1,0	165	1,04	12,80	13,6/14,9	37,7	4,4	19,36	132,4	581,7
7	12,4	4,80	34,5	1,02	1,09	193	1,05	12,15	13,9/15,9	34,2	4,5	20,25	155,2	698,6
8	12,0	4,05	5,0	1,06	1,25	282	0,07	11,35	15,2/16,9	31,5	4,45	19,80	22,3	99,0
9	11,7	7,20	56,5	1,09	1,39	282	1,07	9,05	13,5/40,3	54,7	4,3	18,49	243,0	1.045,0
10	8,9	9,30	6,9	1,43	4,15	282	1,07	5,20	23,1/26,5	147,0	3,5	12,25	24,2	84,5
11	8,6	8,40	5,4	1,48	4,75	50	1,0	1,60	7,6/25,7	73,8	2,0	4,00	10,8	21,6
12	6,4	4,00	1,0	2,01	16,05	50	1,0	0,0	0	25,7	0,45	0,20	0,5	0,2

13.13. KOPLING

Kopling-kopling turbin biasanya terdiri dari tiga jenis berikut: tegar, semi-fleksibel dan fleksibel. Gambar 13-23 menunjukkan kopling jenis yang pertama. Kopling ini terdiri dari dua flens yang ditempa pejal pada poros. Flens-flens diikat tegar oleh baut-baut. Lubang-lubang baut digurdi pada waktu flens-flens sedang disenter (centering) oleh cakram yang dibuka pada waktu perakitan. Baut-baut ini khusus dibuat pas pada lubang-lubang yang digurdi ini. Karena baut-baut tidak akan pas betul pada lubang-lubang selain dari lubang yang diperuntukkan baginya, baik baut-baut maupun lubang-lubang diberi tanda dengan takikan di antara kedua paking dengan tebal yang dibutuhkan diberikan di antara kedua flens sewaktu perakitan. Kopling-kopling tegar juga dibuat dengan flens-flens yang dipasakkan pada poros seperti yang dijelaskan di atas. Kopling-kopling jenis ini kebanyakan dipakai untuk turbin-turbin kapasitas sedang dan menengah. Dengan kopling-kopling tegar, jumlah bantalan yang dipakai untuk pasangan alternator-turbo dengan mu-



Gambar 13-23. Kopling tegar.



Gambar 13-24. Kopling semi-fleksibel.
1-poros turbin; 2-poros alternator; 3 dan 4-flens kopling; 5-baut paking.

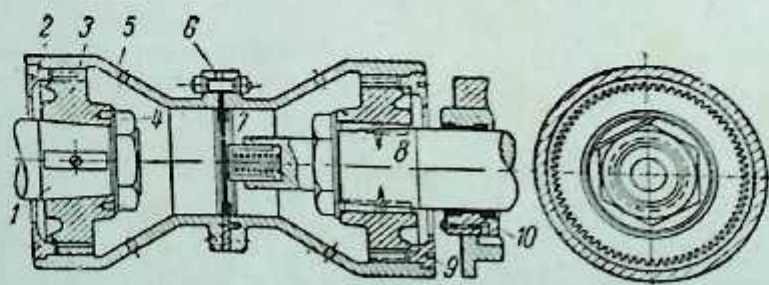
dapat diperkecil hingga tiga. Kopling-kopling ini dipakai juga pada turbin besar untuk menggandeng tekanan-tinggi dan tekanan-rendah sehingga kedua rotor inidapat ditumpu hanya oleh tiga bantalan. Keburukan utama kopling tegar adalah bahwa kopling ini akan mentransmisikan getaran dari satu ke yang lainnya dan, selanjutnya, kopling ini sendiri dapat menjadi sumber getaran bila terjadi sedikit misalignment.

Gambar 13-24 menunjukkan jenis kopling semi-fleksibel yang dipakai oleh L.M.W. untuk turbin tekanan rendah. Flens 3 dan 4 dipasang pada poros turbin dan alternator 1 dan 2. Ujung-ujung poros sedikit ditiruskan. Flens-flens dipasakkan pada poros dan dihubungkan oleh selongsong (muff) baja dilubangi yang memberikan ketegaran pada puntiran dan derajat kefleksibelan yang terbatas untuk perpindahan aksial yang kecil. Pemakaian selongsong yang demikian untuk pemindahan puntiran akan dengan nyata mengurangi kemungkinan pentransmision getaran dari satu rotor ke rotor lainnya. Selongsong dibuatkan pada kedua flens dan baut pengaman 5 membantu pembongkaran kopling bila dibutuhkan. Diperlukan pelumasan baik untuk kopling tegar maupun semi-fleksibel yang dijelaskan di atas.

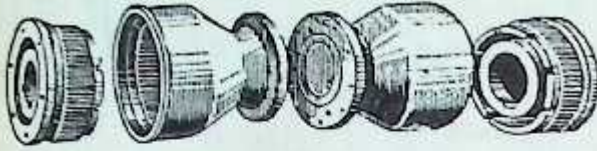
Gambar 13-25 menunjukkan kopling fleksibel yang dibuat oleh AEG. Kopling ini kebanyakan dipakai untuk menggandeng poros-poros rotor turbin dua-silinder dan untuk turbin yang memakai roda gigi.

Bagian konis poros dipasang dengan flens-flens bergerigi 3. Flens-flens ini dipasang pada poros dengan memakai dua pasak memanjang dan mur pengunci 4. Selubung 5 terdiri dari dua bagian yang dipelatkan oleh baut-baut. Gerigi yang dibuat pada selubung 5 berpasangan dengan alur-alur yang ada pada flens-flens bergerigi 3. Sedikit perpindahan aksial memungkinkan dalam kopling yang demikian. Namun, perpindahan aksial dibatasi oleh cincin (washer) penyeterop 6 dan cincin-cincin 2. Pegas 7 mempertahankan cincin 6 pada kedudukannya dan membantu dalam menyebariskan poros dalam kedudukan yang diinginkan. Gambar 13-26 menunjukkan pandangan terurai kopling tersebut. Gerigi kopling harus disuplai dengan minyak pelumas yang cukup banyak untuk mengurangi keausan geriginya.

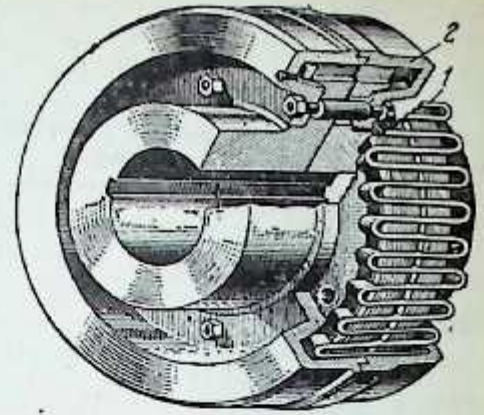
Gambar 13-27 menunjukkan jenis kopling fleksibel lainnya yang dipakai oleh L.M.W. Flens-flens baja dipasang pada poros-poros turbin dan alternator mempunyai alur paralel yang panjang yang dibuat



Gambar 13-25. Kopling fleksibel buatan AEG, jenis bergerigi.
1-poros turbin; 2-cincin (washer) dorong; 3-flens kopling; 4-mur pada poros; 5-flens penghubung; 6-cakram penyeterop; 7-pegas; 8-pasak; 9-lubang minyak; 10-suplai minyak.



Gambar 13-26. Kopling fleksibel buatan AEG (pandangan terurai).



Gambar 13-27. Kopling fleksibel L.M.W.

dalam arah aksial. Pegas baja yang ditemper (tempered) 1 ditempatkan pada alur. Untuk memudahkan perakitan, pegas-pegas ini dibuat terdiri dari beberapa bagian. Rumah kopling 2 diikat kukuh pada salah satu flens kopling. Ruang bebas disediakan pada lubang baut antara rumah kopling (casing) dan flens untuk memungkinkan terjadinya perpindahan aksial. Momen puntir ditransmisikan dari satu poros ke poros lainnya melalui pegas baja. Kopling disuplai dengan minyak untuk pelumasan. Bila kopling fleksibel dipakai untuk menyambung poros-poros silinder tekanan-tinggi dan tekanan-rendah suatu turbin, bantalan dorong pada kedua sisi dipakai. Flens-flens dibuat dari baja tingkat 50, 25H3 dan 34XM; baut-baut dan baut tanam (stud) dari baja 35 dan ЭИ-10 . Pegas dibuat dari baja 80 dengan 0,75 sampai 0,85 C, dan baja 60C2 dengan 0,55 sampai 0,65 C. Kopling terbuat dari baja paduan bila beban yang ditransmisikan sangat besar.-

INDEKS

A

- Air pengisian ketel, 134
- Aliran elementer, 40
- Aliran homogen, 61
- Alternator, 185
- Alternator-turbo, 173
- Angka Mayevsky, 45
- Angka Reynolds, 45

B

- Bantalan dorong, 117, 279
- Bantalan luncur, 275
- Beban ekonomis, 186
- Bidang putar, 28
- Brilling, 62

C

- Cakram Curtis, 186
- Cakram, 4, 319

D

- Derajat ketakpekaan pengaturan, 177
- Derajat ketakseragaman pengaturan, 176
- Derajat pemasukan parsial, 56
- Derajat reaksi, 35
- Diafragma menengah, 272
- Diafragma rakitan, 268
- Diafragma tekanan rendah, 272
- Diafragma, 7, 261
- Diagram $t-s$, 21, 22, 109, 160
- Distribusi kalor, 102
- Dorongan aksial, 106, 116
- Drum turbin, 113
- Dua tingkat kecepatan, 80

E

- Efisiensi:
 - dalam tingkat, 71
 - efektif mutlak, 72
 - efektif relatif, 72
 - generator, 72, 164
 - listrik mutlak, 72
 - listrik relatif, 72
 - mekanis turbin, 72
 - termal, 72
 - termal-kerja, 20
- Elementer, aliran, 40
- Ekspansi:
 - adiabatik, 24, 65
 - termal, 254
 - uap, 6
- Ekstraksi tengah, 223
- Ekstraksi terkendali, 223
- Energi-dalam, 20
- Entalpi, 167

F

- Faktor tanpa dimensi, 46
- Flugel, 160
- Fraksi kekeringan, 23
- Fornier, rumus, 64
- Frekuensi alami, 318

G

- Garis adiabatik, 23
- Garis konsumsi, 225
- Garis tekanan lintas buang, 226
- Garis pemindahan gawai pemutus hubung, 183
- Gelombang kejut, 28
- Generator, (*lihat juga*: alternator), 168
- Getaran aksial, 295
- Getaran puntiran sudu, 295
- Getaran sudu, 293
- Getaran tangensial sudu, 294
- Grafik karakteristik pengaturan statik, 176

H

- Homogen, aliran, 61

I

- Impeler, 173

J

- Jajaran genjang kecepatan, 33
- Jarak-bagi kaskada, 38
- Jarak-bagi sudu relatif, 39

K

- Kandungan kalor uap, 18
- Kapasitas nominal, 157
- Kapasitas yang paling ekonomis, 157
- Karakteristik pengaturan, 176
- Kaskada sudu, 38
- Katup cekik, 10
- Katup langkau, 161
- Kebasahan uap, 78, 187
- Kecepatan keliling, 4, 14, 33
- Kecepatan keluar, 90
- Kecepatan kritis, 21
- Kecepatan uap mutlak, 33
- Kecepatan uap relatif, 16, 19, 33
- Kecepatan sisi-keluar uap, 201
- Kecepatan uap teoretis, 31
- Kecepatan sudu rata-rata, 33
- Kecepatan sudut poros turbin, 182
- Kepesatan kritis, 317
 - berbeda dengan kepesatan normal, 318
 - sifat karakteristik, 318
- Kepesatan pemutusan dinamik, 178
- Kerugian akibat:
 - gesekan, 15, 59, 185
 - kebasahan uap, 54, 68

kebocoran uap melalui ruang melingkar, 62
 kebocoran uap, 59
 olakan ujung belakang, 61
 pencekikan, 59
 penyelubungan, 62
 perputaran uap dalam sudu, 61
 pembelokan semburan uap pada sudu, 62
 ruang bebas, 59

Kerugian:

dalam, 59
 energi, 13, 60
 gesekan, 63
 luar, 59
 kalor, 31
 kecepatan keluar, 59, 63, 90, 109, 185, 187
 mekanis, 59, 70
 olakan, 46
 pada katup pengatur, 59
 pada nosel, 59
 pada pemipaan buang, 59
 pencekikan, 186
 pengadukan, 63
 tekanan, 224
 tubrukan, 61
 turbulensi, 24
 ujung, 49
 ujung-belakang, 45
 Keseragaman aliran, 62
 Keterandalan operasi, 184
 Koefisien karakteristik, 92
 Koefisien kecepatan, 25, 28, 61
 Koefisien massa alir, 43
 Koefisien pengulangmanfaatan kalor, 91
 Konsumsi uap, 158
 Kopling, 324
 Kurva konsumsi, 224

L

Laluan sudu, 33
 Leher, 23
 Lintas-buang uap, 241
 Lintas-buang, 223, 241

M

Maiyevsky, angka, 45
 Massa alir, 28
 Mengusahakan (menyetel) sudu, 296
 Momen inersia, 168
 M..., 168

M

en-diver
 bagian
 en, 22
 261

, 27
 6
 en
 p

ara regeneratif,

Pemisahan (disosiasi), 28
 Pemutus-hubung kepesatan-lebih, 181
 Penceratan uap, 203
 Pengatur, 168
 Pengatur kepesatan, 169, 177
 Pengatur sentrifugal, 169
 Pengaturan dengan pelangkauan, 10, 159, 185
 Pengaturan dengan pengendalian nosel, 159
 Pengaturan, karakteristik, 176
 Pengaturan kepesatan, 215
 Pengaturan langsung, 170
 Pengaturan nosel, 81
 Pengaturan pengendalian nosel, 215
 Pengaturan secara pencekikan, 10, 158, 165, 185
 Penggerak-mula, 3, 10, 89
 Pengulangmanfaatan kalor, 91
 Pengulangpanasan tengah, 187
 Penurunan kalor adiabatik, 20
 Penurunan kalor yang dimanfaatkan, 225
 Penurunan kalor, 10, 35
 distribusi, pada tingkat turbin, 176
 Penurunan tekanan, 185
 Peralatan pemercepatan, 173, 176, 177
 Perapat air, 273
 Perapat cincin karbon, 275
 Perapat labirin, 185
 Percepatan sudut, 168
 Persamaan kontinuitas, 22, 56
 Pinggir (pelek) sudu, 13
 Poros:
 fleksibel, 318
 tegar, 318
 Poros dengan beberapa cakram, 321
 Poros dengan dua tumpuan, 319
 Poros turbin, 315
 Proses adiabatik, 59
 Proses kalor teoretis, 109
 Proses penurunan kalor, 109

R

Reynolds, angka, 45
 Rotor tekanan-rendah, 197
 Rotor tekanan-tinggi, 197
 Ruang langkau, 161
 Ruang lintas-buang, 256
 Rumus Anderkhuob, 68
 Rumus empiris Stodola, 63
 Rumus Forner, 64

S

Segitiga kecepatan, 58, 163
 Sekat, 7
 Semburan uap, 3
 Silinder tekanan-rendah, 179
 Sisi keluar dengan penampang miring, 28
 Sisi keluar nosel, 14
 Sistem pemutus-hubung pada kepesatan-lebih, 181
 Sistem pengaturan hidrodinamik, 173
 Sistem pengaturan kepesatan, 180
 Sistem pengaturan tidak langsung, 170
 Sistem pengatur, 173
 Sistem suplai minyak, 178
 Sudu galeri ganda, 186
 Sudu gerak, 5, 16, 261, 284
 Sudu pengarah, 5, 261
 Sudu terputar, 40

