

M.Mustangin
Saptyaji H.
Fellando M.
Romi S.

TURBIN UAP

Prinsip, *start-up*, perawatan, penunjangnya





**POLITEKNIK
PERKEBUNAN
YOGYAKARTA**
PROFESIONAL BERKARAKTER

ISBN 978-602-53822-2-2



9 786025 382222

ISBN 978-602-53822-2-2



DAFTAR ISI



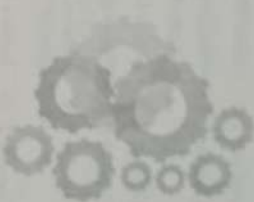
PRAKATA.....	iii
DAFTAR ISI.....	v
DAFTAR GAMBAR.....	ix
DAFTAR TABEL.....	xv
BAB I TERMODINAMIKA.....	1
A. HUKUM PERTAMA TERMODINAMIKA.....	1
1. Sistem Tertutup.....	5
2. Fase Equilibrium Vapor-Liquid Dalam Zat Murni.....	6
B. HUKUM KEDUA TERMODINAMIKA.....	10
1. Konsep <i>Reversibility</i>	11
2. <i>Eksternal Dan Internal Irreversibility</i>	11
3. Konsep Entropi.....	12
BAB II <i>POWER PLANT</i>	17
A. PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA UAP.....	17
1. Termodinamika Pembangkit.....	17
2. <i>Steam Generator (Boiler)</i>	19
3. <i>Steam Turbine</i>	22
3. <i>Steam Ejector</i>	24
5. Instalasi Condenser dan Asesori.....	25
B. KINERJA TURBIN.....	27
1. Analisis kinerja turbin.....	27

2. Contoh Analisis Kinerja Turbin	31
C. KARAKTERISTIK BAHAN BAKAR BIOMASA	31
1. Nilai kalor bahan bakar	31
2. Analisis Proximate, Ultimate dan Ash	33
D. ANALISIS TEKNOLOGI PEMBANGKIT BIOMASSA	34
BAB III DESAIN DAN JENIS TURBIN UAP	37
A. PERTIMBANGAN DESAIN UMUM	41
B. JENIS-JENIS TURBIN UAP	41
1. Berdasarkan Stage	41
2. Berdasarkan Geometri Sudut	44
3. Berdasarkan suplai Uap	44
4. <i>Casing</i> atau pengaturan poros	49
C. KOMPONEN TURBIN UAP	51
BAB IV AKSESORIS TURBIN	52
A. AKSESORI PERALATAN	57
1. <i>Governor</i> Pengendali Kecepatan	57
2. Persyaratan Lubrikasi	58
3. Bantuan Jurnal	59
4. Sistem Pengendalian Hidrolik	61
5. <i>Gear Drives</i>	63
6. <i>Turning Gear</i>	63
B. FAKTOR-FAKTOR YANG MEMPENGARUHI LUBRIKASI	63
1. Sirkulasi dan Pemanasan karena Udara	63
2. Karakteristik Minyak Pelumas	65
BAB V TURBINE GOVERNING SYSTEM	69
A. SISTEM UTAMA GOVERNOR	69
B. KARAKTERISTIK GOVERNOR	74
C. FUNGSI SISTEM TAMBAHAN	79
D. GOVERNOR ELEKTRONIK	83

E. REHEATER RELIEF VALVES (RRV)	95
F. SISTEM CAIRAN HIDROLIK	95
BAB VI NILAI PENGATURAN STEAM CHEST DAN KONSTRUKSINYA	95
A. MATERIAL STEAM CHEST	103
B. STRAINER STEAM (Bearing tap)	104
C. EMERGENCY STOP VALVES (ESV)	106
D. GOVERNOR VALVES (Katup Governor)	106
BAB VII SISTEM PROTEKSI TURBIN	107
A. POTENSI KERUSAKAN TURBIN	111
B. SKEMA PERLINDUNGAN	111
C. OVERSPEED TRIP	114
BAB VIII INSTRUMENTASI TURBIN	117
A. KATEGORI INSTRUMENTASI	119
B. INSTRUMENTASI EFISIENSI	119
BAB IX SISTEM LUBRIKASI	121
A. PERSYARATAN LUBRIKASI	123
B. POMPA MINYAK	123
C. TANGKI MINYAK	127
D. PERPIPAAN	131
E. PENDINGIN MINYAK	135
F. STRAINER DAN FILTER MINYAK	135
G. OIL PURIFIER DAN COALESCER	136
H. OLI DAN GREASE	139
I. SISTEM MINYAK JACKING (JACKING OIL SYSTEMS)	144
J. SISTEM GEMUK	148
BAB X SISTEM PENEGAKKAN GLAND	149
A. FUNGSI	153
B. LAYOUT SISTEM	153
B. LAYOUT SISTEM	156

C. KONTROL SUHU DAN TEKANAN	158
D. STEAM GLAND KONDENSER	160
BAB XI STARTING TURBIN	160
A. STARTING TURBIN	160
1. <i>Run-up</i> untuk <i>idle run</i> dan sinkronisasi	160
a. Parameter uap diperlukan untuk <i>start</i> dingin	166
b. Memulai dari kondisi panas (<i>Hot State</i>)	166
B. FENOMENA YANG TERJADI SELAMA <i>START-UP</i>	170
C. SUPERVISI DAN PEMANTAUAN PEMULA	174
1. Ekspansi diferensial	188
2. Perpindahan aksial	191
3. Getaran	195
DAFTAR PUSTAKA	199

DAFTAR GAMBAR



Gambar 1. 1	Skematik dan sistem <i>steady state, steady flow</i> (SSSF) dengan 1 inlet dan 1 outlet	2
Gambar 1. 2	Diagram P-V (a) dan T-S (b) pada siklus ideal diesel	5
Gambar 1. 3	Perubahan pada tekanan konstan pada zat murni, (a) <i>liquid water</i> , (b) <i>liquid water – water vapor</i> , (c) <i>water vapor</i>	7
Gambar 1. 4	Kurva Tekanan Uap pada zat murni	7
Gambar 1. 5	T-V diagram untuk air yang mempertahankan fase cair dan uapnya (tidak diskala)	9
Gambar 1. 6	Ekspansi (a) dan Kompresi (b) dari gas dari P_1 ke P_2 pada diagram T-S. Proses 1-2, adalah <i>adiabatic reversible</i> ; proses 1-2 adalah <i>adiabatic irreversible</i> dan proses 1-2, adalah <i>throttling</i>	12
Gambar 1. 7	Ekspansi Uap dari tekanan P_1 ke P_2 (a) pada diagram T-s dan (b) Mollier (h-s). Proses 1-2s adalah <i>adiabatic reversible</i> dan proses 1-2 adalah <i>adiabatic irreversible</i>	15
Gambar 1. 8	Siklus Karnot pada diagram (a) P-V (b) T-S	16
Gambar 2. 1	Siklus Dasar Termodinamika Uap	17
Gambar 2. 2	Siklus Dasar Pembangkit Uap	18
Gambar 2. 3	<i>Components & Structure Boiler</i>	20
Gambar 2. 4	<i>Process of Biomass Combustion in grate & formation aerosol</i>	20

TURBIN UAP

Prinsip, *start-up*, perawatan, penunjangnya

M.Mustangin

Saptyaji H.

Fellando M.

Romi S.

Editor: Grangsang S.

Penerbit
Poltek LPP Press

TURBIN UAP

Prinsip, *start-up*, perawatan, penunjangnya

Copyright © penulis

Hak cipta pada penulis dan dilindungi oleh Undang-undang (All Rights Reserved).

Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh isi buku ini tanpa izin tertulis dari penerbit.

Penulis : M.Mustangin
Saptyaji H.
Fellando M.
Romi S.

Editor : Grangsang S.

Desain Cover : Ibnu Teguh

Tata Letak : Ibnu Teguh

Penerbit

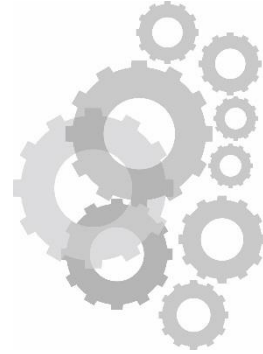
Poltek LPP Press

Cetakan I : 2018

xvi + 200 halaman, 15,5 x23,5 cm

ISBN:

PRAKATA



“*Turbin Uap- Prinsip, Start up, Perawatan, dan Penunjangnya*” merupakan buku yang dibuat untuk memberikan gambaran yang lebih lengkap kepada pembaca terkait salah satu jenis *power plant* yang sering digunakan di industri, untuk membangkitkan tenaga listrik dan untuk transportasi.

Buku ini terdiri dari 11 bab, di awal bab akan dijelaskan pengetahuan dasar tentang prinsip termodinamika pada turbin uap. Setelah memahami hal tersebut, pembaca akan mendapatkan uraian lebih mendalam tentang kinerja turbin, desain dan jenis, aksesoris turbin, *turbin governing system*, dan nilai pengaturan *stem chest* dan konstruksi turbin uap pada bab-bab selanjutnya. Selain itu, sistem proteksi, instrumentasi dan sistem lubrikasi dari turbin uap juga tidak lupa dibahas secara mendalam di dalam buku ini. Materi di dalam buku ini disajikan dengan ringkas - padat dan lebih bersifat madya sehingga buku ini cocok sebagai buku referensi akademik bagi para mahasiswa, kalangan bisnis, dan praktisi dengan harapan pembaca dapat memperoleh penjelasan lengkap dari sudut pandang dan kepentingan yang sesuai dengan kebutuhan.

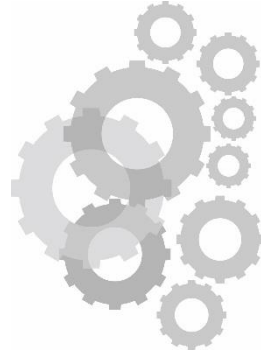
Kami menyadari, bahwa buku ini tidak akan berhasil disusun dan diterbitkan tanpa bantuan banyak pihak. Dalam kesempatan ini kami

menghaturkan rasa terima kasih dan penghargaan kepada semua pihak yang telah membantu menyiapkan buku ini.

Akhir kata, mudah-mudahan buku ini dapat memberi sumbangan yang berarti bagi mereka yang membutuhkan. Kritik dan saran yang membangun dari para pembaca sangat kami harapkan demi perbaikan buku ini. Semoga bermanfaat. Amin.

Penulis

DAFTAR ISI



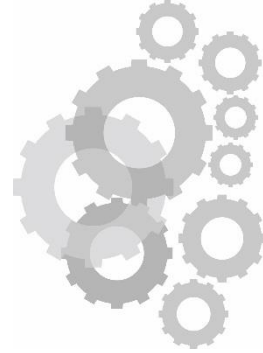
PRAKATA	iii
DAFTAR ISI	v
DAFTAR GAMBAR	ix
DAFTAR TABEL	xv
BAB I TERMODINAMIKA	1
A. HUKUM PERTAMA TERMODINAMIKA	1
1. Sistem Tertutup	5
2. Fase Equilibrium Vapor-Liquid Dalam Zat Murni	6
B. HUKUM KEDUA TERMODINAMIKA	10
1. Konsep <i>Reversibility</i>	11
2. <i>Eksternal</i> Dan <i>Internal Irreversibility</i>	11
3. Konsep Entropi.....	12
BAB II POWER PLANT	17
A. PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA UAP	17
1. Termodinamika Pembangkit	17
2. <i>Steam Generator (Boiler)</i>	19
3. <i>Steam Turbine</i>	22
3. <i>Steam Ejector</i>	24
5. Instalasi Condenser dan Asesori.....	25
B. KINERJA TURBIN	27
1. Analisis kinerja turbin	27

2. Contoh Analisis Kinerja Turbin	31
C. KARAKTERISTIK BAHAN BAKAR BIOMASA	33
1. Nilai kalor bahan bakar	33
2. Analisis Proximate, Ultimate dan Ash	34
D. ANALISIS TEKNOLOGI PEMBANGKIT BIOMASSA	37
BAB III DESAIN DAN JENIS TURBIN UAP.....	41
A. PERTIMBANGAN DESAIN UMUM.....	41
B. JENIS-JENIS TURBIN UAP.....	43
1. Berdasarkan Stage	43
2. Berdasarkan Geometri Sudu.....	44
3. Berdasarkan suplai Uap.....	49
4. <i>Casing</i> atau pengaturan poros.	51
C. KOMPONEN TURBIN UAP	52
BAB IV AKSESORIS TURBIN	57
A. AKSESORI PERALATAN.....	57
1. <i>Governor</i> Pengendali Kecepatan.....	57
2. Persyaratan Lubrikasi	58
3. Bantalan Jurnal	59
4. Sistem Pengendalian Hidrolik	61
5. <i>Gear Drives</i>	63
6. <i>Turning Gear</i>	63
B. FAKTOR-FAKTOR YANG MEMPENGARUHI LUBRIKASI ...	63
1. Sirkulasi dan Pemanasan karena Udara.....	63
2. Karakteristik Minyak Pelumas	65
BAB V <i>TURBINE GOVERNING SYSTEM</i>	69
A. SISTEM UTAMA <i>GOVERNOR</i>	69
B. KARAKTERISTIK <i>GOVERNOR</i>	74
C. FUNGSI SISTEM TAMBAHAN	79
D. <i>GOVERNOR</i> ELEKTRONIK	88

E. <i>REHEATER RELIEF VALVES</i> (RRV).....	95
F. SISTEM CAIRAN HIDROLIK.....	95
BAB VI NILAI PENGATURAN <i>STEAM CHEST</i> DAN KONSTRUKSINYA	103
A. MATERIAL <i>STEAM CHEST</i>	104
B. <i>STRAINER STEAM</i> (Penyaring uap).....	106
C. <i>EMERGENCY STOP VALVES</i> (ESV).....	106
D. <i>GOVERNOR VALVES</i> (Katup Governor).....	107
BAB VII SISTEM PROTEKSI TURBIN	111
A. POTENSI KERUSAKAN TURBIN	111
B. SKEMA PERLINDUNGAN.....	114
C. <i>OVERSPEED TRIP</i>	117
BAB VIII INSTRUMENTASI TURBIN	119
A. KATEGORI INSTRUMENTASI.....	119
B. INSTRUMENTASI EFISIENSI	121
BAB IX SISTEM LUBRIKASI.....	123
A. PERSYARATAN LUBRIKASI	123
B. POMPA MINYAK.....	127
C. TANGKI MINYAK	131
D. PERPIPAAN	135
E. PENDINGIN MINYAK.....	135
F. <i>STRAINER</i> DAN FILTER MINYAK	136
G. <i>OIL PURIFIER</i> DAN <i>COALESCER</i>	139
H. OLI DAN GREASE	144
I. SISTEM MINYAK JACKING (<i>JACKING OIL SYSTEMS</i>).....	148
J. SISTEM GEMUK.....	149
BAB X SISTEM PENEGAKAN <i>GLAND</i>	153
A. FUNGSI	153
B. <i>LAYOUT</i> SISTEM.....	156

C. KONTROL SUHU DAN TEKANAN	158
D. <i>STEAM GLAND KONDENSER</i>	160
BAB XI STARTING TURBIN	163
A. STARTING TURBIN	163
1. <i>Run-up</i> untuk <i>idle run</i> dan sinkronisasi	166
a. Parameter uap diperlukan untuk <i>start</i> dingin	166
b. Memulai dari kondisi panas (<i>Hot State</i>)	170
B. FENOMENA YANG TERJADI SELAMA <i>START-UP</i>	174
C. SUPERVISI DAN PEMANTAUAN PEMULA	185
1. Ekspansi diferensial	191
2. Perpindahan aksial	194
3. Getaran	195
DAFTAR PUSTAKA	199

DAFTAR GAMBAR



Gambar 1. 1	Skematik dari sistem steady state, steady flow (SSSF) dengan 1 inlet dan 1 outlet.....	2
Gambar 1. 2	Diagram P-V (a) dan T-S (b) pada siklus ideal diesel.....	5
Gambar 1. 3	Perubahan pada tekanan konstan pada zat murni. (a) <i>liquid water</i> , (b) <i>Liquid water – water vapor</i> , (c) <i>water vapor</i>	7
Gambar 1. 4	Kurva Tekanan Uap pada zat murni.....	7
Gambar 1. 5	TV diagram untuk air yang memperlihatkan fase cair dan uapnya (tidak diskala).....	9
Gambar 1. 6	Ekspansi (a) dan Kompresi (b) dari gas dari P_1 ke P_2 pada diagram T-S. Proses 1-2 _s adalah <i>adiabatic reversible</i> ; proses 1-2 adalah <i>adiabatic irreversible</i> dan proses 1-2 _t adalah <i>throttling</i>	12
Gambar 1. 7	Ekspansi Uap dari tekanan P_1 ke P_2 (a) pada diagram T-s dan (b) Mollier (h-s). Proses 1-2 _s adalah <i>adiabatic reversibel</i> dan proses 1-2 adalah <i>adiabatic irreversibel</i> ...	15
Gambar 1. 8	Siklus Carnot pada diagram (a) P-V (b) T-S.....	16
Gambar 2. 1	Siklus Dasar Termodinamika Uap.....	17
Gambar 2. 2	Siklus Dasar Pembangkit Uap.....	18
Gambar 2. 3	<i>Components & Structure Boiler</i>	20
Gambar 2. 4	<i>Process of Biomass Combustion in grate & formation aerosol</i>	20
Gambar 2. 5	<i>Basic Desain Boiler</i>	21

Gambar 2. 6	<i>Multistage (9 stage) Steam Turbine</i> (Source : Shinko Machinery Corp)	22
Gambar 2. 7	<i>Steam Turbine, Condenser dan Generator</i>	23
Gambar 2. 8	<i>Steam ejector</i>	25
Gambar 2. 9	Instalasi sistem condensing turbin dan peralatan asesori .	26
Gambar 2. 10	<i>Surface Condenser</i> model shell & tube	26
Gambar 2. 11	<i>Counter flow cooling tower</i>	27
Gambar 2. 12	<i>Lay out Steam Turbine</i> untuk Pembangkit Listrik Karang Suwung PG.....	28
Gambar 2. 13	Diagram T- S kondisi uap masuk dan keluar Turbin.....	29
Gambar 2. 14	Desain single stage dan multi stage serta efisiensi	30
Gambar 2. 15	Berikut analisis <i>software</i> untuk nilai entalpi dan entropi uap masuk	31
Gambar 2. 16	Nilai entalphi isentropis dan kebasahan uap (X), dengan <i>software</i>	32
Gambar 2. 17	Neraca Massa/Uap Pembangkit.....	39
Gambar 2. 18	Neraca Massa/Uap Detail Pembangkit (<i>cycle tempo software</i>).....	40
Gambar 3. 1	Penataan Sudu Turbin Uap.....	44
Gambar 3. 2	<i>Single Stage</i> Turbin Uap <i>Cutaway</i>	46
Gambar 3. 3	Prinsip Turbin Impuls.....	46
Gambar 3. 4	Penampang Sudu Turbin Reaksi	47
Gambar 3. 5	Prinsip Turbin Reaksi	48
Gambar 3. 6	Diagram perbedaan turbin reaksi dan impuls	48
Gambar 3. 7	Area Operasional Turbin Uap	49
Gambar 3. 8	Bagian Turbin uap <i>condensing</i> dengan <i>output</i> 65 MW	49
Gambar 3. 9	Bagian Turbin uap <i>Backpressure output</i> 28 MW	50
Gambar 3. 10	Bagian Turbin Uap Ekstraksi <i>condensing</i>	51
Gambar 3. 11	Neraca <i>Turbin Backpressure</i> dan Ekstraksi.....	51

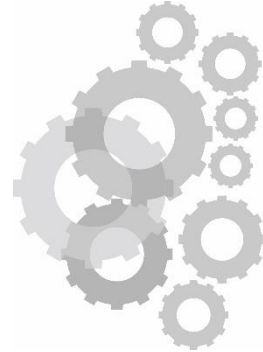
Gambar 3. 12	Tekanan Tinggi (a), menengah (b) dan rendah (c) potongan turbin uap	53
Gambar 3. 13	Siklus Pembangkit simple memperlihatkan fluida kerja, uap dan air melawati siklus tertutup.....	55
Gambar 3. 14	Jenis turbin silinder tunggal. Jenis turbin silinder tunggal.....	55
Gambar 4. 1	<i>Governor</i> kecepatan mekanik.....	58
Gambar 4. 2	Bantalan tekanan.	60
Gambar 4. 3	Bantalan tiga lobus.	60
Gambar 4. 4	Bantalan <i>antiwhip</i> bantalan miring.....	61
Gambar 4. 5	Jurnal gabungan dan bantalan dorong <i>tilting-pad</i>	62
Gambar 4. 6	Bantalan dorong tanah tirus dan bantalan jurnal biasa. Bantalan dorong terdiri dari kerah di poros, dua cincin bantalan stasioner, satu di setiap sisi kerah.	62
Gambar 5. 1	Sistem pengaturan listrik diterapkan pada turbin uap basah.....	73
Gambar 5. 2	Karakteristik Pengaturan Frekuensi <i>Governor (speed drop characteristic)</i>	77
Gambar 5. 3	Variasi <i>setpoint</i> kecepatan.....	78
Gambar 5. 4	Karakteristik pengatur kecepatan turbin. Catatan: Rentang yang diperlukan operasi ditunjukkan oleh area yang diarsir. Karakteristik governor dapat diperluas di luar area ini asalkan ini tidak mengganggu keamanan sistem atau penyebabnya set untuk trip dengan kecepatan lebih atau kehilangan bebanan penuh.	78
Gambar 5. 5	Respons khas ke <i>load rejection</i> pada turbin	81
Gambar 5. 6	Karakteristik <i>Turbine Exhaust Pressure Unloading</i>	81
Gambar 5. 7	Diagram Blok dari <i>Load Loop</i>	83
Gambar 5. 8	Karakteristik <i>Load Loop Frequency "box"</i>	83
Gambar 5. 9	Sistem <i>run-up</i> dan <i>loading</i> otomatis yang canggih	87
Gambar 5. 10	sistem <i>governor</i> yang paling kompleks	90
Gambar 5. 11	Diagram blok dari sistem <i>governor</i> saluran tunggal	91

Gambar 5. 12	Diagram blok Sistem tiga saluran.....	92
Gambar 5. 13	Karakteristik beban uap / katup. (Sebuah) Variasi aliran uap dengan beban; (B) Variasi area katup dengan aliran uap.	93
Gambar 5. 13	Lanjutan Karakteristik bebanan / katup uap (c) Variasi area katup dengan lift katup; (d) Variasi permintaan uap dengan lift katup (dikenal sebagai karakteristik linierisasi).	94
Gambar 5. 14	Sistem pasokan fluida mencakup reservoir dan pompa tekanan tinggi	98
Gambar 5. 15	Pompa aksial piston atau tipe sekrup.....	99
Gambar 5. 16	Diagram skematik dari suatu sistem pemompaan Fluida Tahan Api.	100
Gambar 5. 17	Kondisioner Fluida Tahan Api	101
Gambar 5. 18	<i>Fire-resistant fluid packaged unit</i>	102
Gambar 6. 1	<i>Typical steam chest arrangements</i>	105
Gambar 6. 2	<i>Emergency Stop Valve</i>	108
Gambar 6. 3	<i>Governor Valve</i>	109
Gambar 7. 1	Sistim Trip Hidrolik (1) operasional normal tanpa trip. (2) alat isolasi dan reset tidak ditampilkan	116
Gambar 7. 2	<i>Overspeed Governor</i>	117
Gambar 9. 1	Sistem Pelumasan dan <i>relay</i> pada Turbin generator tipe lama	125
Gambar 9. 2	Sistem Pelumasan Pada Turbin Generator Modern.....	126
Gambar 9. 3	Sistem Pengkondisian dan penyaluran pelumasan	129
Gambar 9. 4	Pompa Minyak Pelumasan Utama.....	130
Gambar 9. 5	<i>Turbine-driven oil booster pump</i>	132
Gambar 9. 6	<i>Multiplunger jacking oil pump</i>	133
Gambar 9. 7	<i>Gear-type jacking oil/priming pump</i>	133
Gambar 9. 8	Susunan Umum Tangki Oli Utama	134

Gambar 9. 9	Pendingin Oli yang terintegrasi dengan <i>filter</i>	138
Gambar 9. 10	Filter Oli tipe Pelat	140
Gambar 9. 11	Sistem Pemurnian Minyak Pelumas	142
Gambar 9. 12	<i>Oil purifier bowl operation</i>	143
Gambar 9. 13	<i>Static Oil Purifier</i>	144
Gambar 9. 14	Diagram Alur siklus Minyak Pelumas	146
Gambar 9. 15	<i>Jacking Oil System</i>	150
Gambar 9. 16	<i>Shaft-turning gear, jacking oil pump</i>	151
Gambar 9. 17	Titik pelumasan pada poros gigi utama dari katup uap. .	152
Gambar 10. 1	<i>Labyrinth seals. (a) Plain; (b) stepped; (c) double-stepped; (d) vernier</i>	155
Gambar 10. 2	<i>Labyrinth glands. (a) Axial radial labyrinth; (b) spring-back labyrinth</i>	155
Gambar 10. 3	<i>Gland Sealing System</i>	156
Gambar 10. 4	<i>Glands. (a) HP final glands; (b) LP glands</i>	159
Gambar 10. 5	<i>Gland steam desuperheater</i>	160
Gambar 10. 6	<i>Gland steam condenser</i>	161
Gambar 11. 1	<i>Electrical turning gear</i>	165
Gambar 11. 2	Kurva Pendinginan Turbin	173
Gambar 11. 3	Kurva Penurunan Putaran Turbin (<i>run down</i>).....	173
Gambar 11. 4	<i>Turbine accelerated cooling system</i>	174
Gambar 11. 5	Pengaruh Sistem Percepatan Pendinginan Turbin ..	174
Gambar 11. 6	Distribusi suhu (a) dan tegangan (b) dalam rotor selama pemanasan.	177
Gambar 11. 8	Medan tegangan transien dalam rotor selama pemanasan.	178
Gambar 11. 7	Medan suhu transien dalam rotor selama pemanasan. ...	178
Gambar 11. 9	<i>Transverse deformation of casing</i>	181
Gambar 11. 10	<i>Transverse deformation of casing</i>	181

Gambar 11. 11	<i>Bow of casing towards top, so-called cat's back</i>	182
Gambar 11. 12	Kurva <i>Start Up</i> Turbin Uap.....	186
Gambar 11. 13	Pemasangan tikar pemanas pada <i>casing</i> luar turbin.	189
Gambar 11. 14	<i>Heating of casing flanges</i>	189
Gambar 11. 15	Struktur sistem pengawasan permulaan dengan TSC.....	191
Gambar 11. 16	<i>Variation of steam and metal parameters during start-up</i>	192
Gambar 11. 17	<i>Variation of components load fraction during start-up</i>	193
Gambar 11. 18	Skema ekspansi turbin kondensasi <i>multicylinder</i>	193
Gambar 11. 19	Sistem Pengukuran Ekspansi Turbin Tekanan Rendah.....	194
Gambar 11. 20	Sistem Pengukuran Perpindahan Poros aksial.....	194
Gambar 11. 21	Pengukuran Getaran Pndasi Bantalan (a) dan Poros Turbin (b).....	197
Gambar 11. 22	Fiksasi dari Sensor getaran relative pada turbin impuls (a) dan turbin reaksi (b).....	198

DAFTAR TABEL

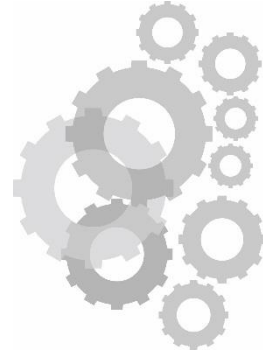


Tabel 1. 1	Nilai dari C_n dan n pada beberapa proses.....	2
Tabel 1. 2	Beberapa symbol termodinamika yang sering digunakan.....	3
Tabel 1. 3	Hubungan Gas Ideal (kalor spesifik konstan).....	7
Tabel 1. 4	Konstanta beberapa fluida.....	9
Tabel 2. 1	Gambaran jenis turbin terhadap efisiensi (Eliiot-Ebara).....	30
Tabel 2. 2	Gambaran efisiensi turbin single stage dan RPM (Shinko)	30
Tabel 2. 3	Data input kondisi uap dan nilai entalpi dan entropi serta daya riil.....	31
Tabel 2. 4	Data output kondisi uap, nilai entalpi dan entalpi isentropis.....	32
Tabel 2. 5	Hasil Analisis Kinerja Turbin Uap	32
Tabel 2. 6	Analisis proximate, ultimate dan ash tandan kosong Sumber : PT Wijaya Karya 2012	35
Tabel 2. 7	Analisis <i>proximate</i> , <i>ultimate</i> dan <i>ash</i> cangkang	36
Tabel 2. 8	Analisis limbah kelapa sawit (<i>dry ash free</i>).....	36
Tabel 2. 9	Analisis limbah sawit % <i>air dry</i>	36
Tabel 3. 1	Mekanisme kegagalan sudu turbin (Latcovich et al, 2005)	53

Tabel 9. 1	Persyaratan Minyak Pelumas untuk Turbin.....	147
Tabel 11. 1	<i>Permissible temperature rates in selected steam turbines components</i>	<i>187</i>

BAB I

TERMODINAMIKA



A. HUKUM PERTAMA TERMODINAMIKA

Hukum pertama termodinamika adalah hukum kekekalan energi. Hukum ini menyatakan energi itu tidak dapat diciptakan atau dihancurkan. Energi dari sistem yang mengalami perubahan (proses) dapat bervariasi dengan pertukaran dengan sekitarnya. Namun, energi dapat dikonversi dari satu bentuk ke bentuk yang lain dalam sistem itu.

Suatu sistem adalah sesuatu yang ditentukan, tidak selalu dari volume yang konstan atau tetap, di mana transfer dan konversi energi dan massa sedang berlangsung. Sistem terbuka adalah satu di mana energi dan massa melintasi batas-batas sistem. Sistem terbuka secara *steady state*, juga disebut sistem *steady state*, *steady-flow* (SSSF), adalah sistem di mana massa dan arus energi melintasi batas-batasnya tidak bervariasi dengan waktu, dan massa dalam sistem tetap atau konstan.

Sistem SSSF terlihat pada persamaan 1.1

Persamaan hukum pertama untuk sistem tersebut adalah :

$$PE_1 + KE_1 + IE_1 + FE_1 + Q = PE_2 + KE_2 + IE_2 + FE_2 + W_{sf}$$

Dimana;

PE= energi potensial

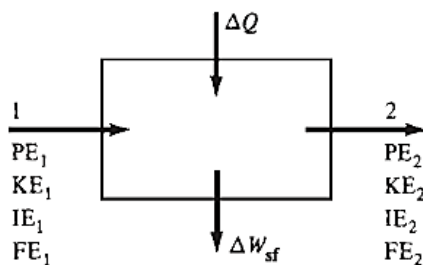
KE = energi kinetik ($mVs^2/2g_c$), dimana Vs adalah kecepatan massa.

IE = energi dalam (U). Energi dalam adalah satu-satunya fungsi temperatur untuk gas ideal dan fungsi temperatur yang kuat dan fungsi

tekanan yang lemah untuk gas, uap, dan cairan yang tidak ideal. Ini adalah ukuran dari aktivitas internal (molekul) dan interaksi cairan.

FE = flow energy ($PV = Pmv$) . Energi aliran adalah energi yang dimiliki oleh fluida yang mengalir untuk mendorong massa m menuju atau meninggalkan sistem.

Q = penambahan kalor bersih [$=Q_A - |Q_r|$], dimana Q_A = penambahan kalor and Q_r = pelepasan kalor melewati batas sistem; $\Delta Q = mc_n (T_2 - T_1)$, dimana c_n = specific heat yang tergantung proses pengambilan tempat antara 1 dan 2. Nilai c_n tergantung variasi proses (seperti tabel 1.1)].



Gambar 1. 1 Skematik dari sistem steady state, steady flow (SSSF) dengan 1 inlet dan 1 outlet

Tabel 1. 1 Nilai dari C_n dan n pada beberapa proses

Process	c_n	n
Constant pressure	c_p	0
Constant temperature	∞	1
Adiabatic reversible	0	$k = \frac{c_p}{c_v}$
Constant volume	c_v	∞
Polytropic	$c_v \frac{k - n}{1 - n}$	$0 - \infty$

W_{sf} = net steady flow mechanical work yang terjadi pada sistem [$=W_{by} - |W_{on}|$], dimana W_{by} = kerja yang dilakukan sistem (positif) dan W_{on} = kerja yang ditambahkan ke sistem (negative)

$$\Delta W_{sf} = - \int_1^2 V \cdot dP$$

Hubungan antara P dan V dibutuhkan, sehingga digunakan persamaan umum seperti:

$$PV^n = \text{Konstan}$$

Dimana n disebut polytropic eksponensial. Nilai n bervariasi dari 0 sampai tak terhingga. Nilainya tertentu pada proses tertentu (dapat dilihat di tabel 1.1). Oleh karena itu Persamaan hukum pertama menjadi

$$\frac{z_1 g}{g_c} + \frac{V_{s1}^2}{2g_c} + u_1 + P_1 v_1 + \Delta q = \frac{z_2 g}{g_c} + \frac{V_{s2}^2}{2g_c} + u_2 + P_2 v_2 + \Delta W_{sf}$$

Dimana $u = U/m$ (*specific internal energy*), dan $v = V/m$ (*specific volume*). Simbol termodinamika yang sering dipakai disajikan pada tabel 1.2.

Tabel 1. 2 Beberapa symbol termodinamika yang sering digunakan

c_p	= specific heat at constant pressure, Btu/(lb _m · °F) [J/(kg · K)]
c_v	= specific heat at constant volume, Btu/(lb _m · °F) [J/(kg · K)]
h	= specific enthalpy, Btu/lb _m (J/kg)
H	= total enthalpy, Btu (J)
J	= energy conversion factor = 778.16 ft · lb _f /Btu (1.0 N m/J)
M	= molecular mass, lb _m /lb · mol or kg/kg · mol
n	= polytropic exponent, dimensionless
P	= absolute pressure (gauge pressure + barometric pressure), lb/ft ² ; unit may be lb/in ² (commonly written psia, or Pa)
Q	= heat transferred to or from system, Btu or J, or Btu/cycle or J/cycle
R	= gas constant, lb _f · ft/(lb _m · °R) or J/(kg · K) = \bar{R}/M
\bar{R}	= universal gas constant = 1.545.33, lb _f · ft/(lb · mol · °R) or 8.31434 × 10 ³ J/(kg · mol · K)
s	= specific entropy, Btu/(lb _m · °R) or J/(kg · K)
S	= total entropy, Btu/°R or J/kg
t	= temperature, °F or °C
T	= temperature on absolute scale, °R or K
u	= specific internal energy, Btu/lb _m or J/kg
U	= total internal energy, Btu or J
v	= specific volume, ft ³ /lb _m or m ³ /kg
V	= total volume, ft ³ or m ³
W	= work done by or on system, lb _f · ft or J, or Btu/cycle or J/cycle
x	= quality of a two-phase mixture = mass of vapor divided by total mass, dimensionless
k	= ratio of specific heats, c_p/c_v , dimensionless
η	= efficiency, as dimensionless fraction or percent

Subscripts used in vapor tables

f	refers to saturated liquid
g	refers to saturated vapor
fg	refers to change in property because of change from saturated liquid to saturated vapor

Enthalpi

$$H = U + PV \quad \text{or} \quad h = u + Pv$$

$$\frac{mz_1g}{g_c} + \frac{mV_{s1}^2}{2g_c} + H_1 + \Delta Q = \frac{mz_2g}{g_c} + \frac{mV_{s2}^2}{2g_c} + H_2 + \Delta W_{sf}$$

Enthalpi dan energi dalam adalah sifat dari fluida. Hal ini berarti semuanya akan memiliki suatu nilai tertentu pada fase fluida yang sudah ditentukan.

$$c_v = \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_v$$

Kalor Spesifik pada tekanan konstan:

$$c_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p$$

$$c_p - c_v = R$$

Dimana R adalah konstanta gas. Untuk gas ideal:

$$dh = c_p dT$$

Dimana Cv dan Cp adalah konstanta. Cp dan Cv tidak tergantung suhu untuk gas monoatomic seperti He. Nilai tersebut meningkat bersama suhu untuk gas diatomic seperti air dan yang lainnya, serta untuk gas triatomic seperti CO2 dan yang lainnya. Oleh karena itu, untuk kalor spesifik yang konstan dalam perubahan suhu yang kecil berlaku:

$$\Delta u = c_v \Delta T$$

$$\Delta h = c_p \Delta T$$

Berikut adalah beberapa contoh:

- Untuk pembentukan uap, $\Delta W_{sf} = 0$, $PE_2 - PE_1$ diabaikan, $KE_2 - KE_1$ diabaikan, $\Delta Q = H_2 - H_1$, dan $\Delta q = h_2 - h_1$.
- Untuk turbun gas atau uap, $\Delta Q =$ diabaikan, $PE_2 - PE_1$ diabaikan, $KE_2 - KE_1$ diabaikan, dan $\Delta W_{sf} = H_1 - H_2$.
- Untuk air (atau *noncompressible fluid* lainnya) pump, ΔQ diabaikan, $PE_2 - PE_1$ diabaikan, $KE_2 - KE_1$ diabaikan, $U_2 = U_1$, $V_2 = V_1 = V$ (*incompressible fluid*) dan $\Delta W_{sf} = FE_2 - FE_1 = V(P_1 - P_2)$.

1. Sistem Tertutup

Dalam sistem terbuka, massa melintasi batas sistem. Dalam sistem tertutup, hanya energi yang bersilangan pada batas-batas sistem. Hukum pertama untuk sistem tertutup menjadi :

$\Delta Q = \Delta U + \Delta W_{nf}$ berubah terhadap waktu sebelum dan setelah proses ΔW_{nf} disebut *no-flow work*. Sesuai dengan persamaan:

$$\Delta W_{nf} = \int_1^2 PdV$$

Untuk mengubah energi dari panas menjadi usaha secara terus menerus, perlu untuk mengoperasikan siklus. Siklus adalah serangkaian proses yang dimulai dan berakhir pada keadaan yang sama dan dapat berulang secara terus menerus. Gambar 1.2 mengilustrasikan siklus diesel yang ideal.

Proses 1 hingga 2. Kompresi ideal dan adiabatik (tidak ada pertukaran kalor)

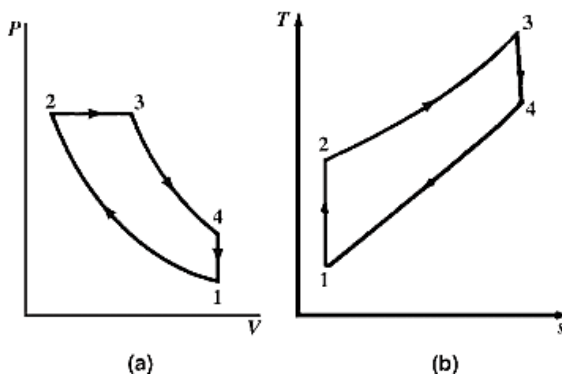
Proses 2 hingga 3. Penambahan kalor pada tekanan konstan

Proses 3 hingga 4. Proses ekspansi ideal dan adiabatik

Proses 4 hingga 1. Pelepasan kalor pada volume konstan

Hukum pertama termodinamika menjadi

$$\Delta Q_{net} = Q_A - |Q_R| = \Delta W_{net}$$



Gambar 1. 2 Diagram P-V (a) dan T-S (b) pada siklus ideal diesel.

Hubungan propertis

Gas ideal

Hubungan properti untuk gas ideal untuk proses berbeda diberikan pada Tabel 1.3 A gas ideal adalah gas yang pada keadaan apapun, mematuhi persamaan keadaan untuk gas ideal:

$$Pv = nRT$$

Gas Tidak Sempurna

Gas yang tidak sempurna adalah gas di mana molekul cukup dekat untuk mengerahkan kekuatan pada masing-masing molekul seperti ketika gas sempurna sangat terkompresi sampai kondisi kritis. Perilaku gas yang tidak sempurna:

$$Pv = ZRT$$

dimana Z adalah faktor kompresibilitas yang bergantung pada P, T, dan gas itu sendiri.

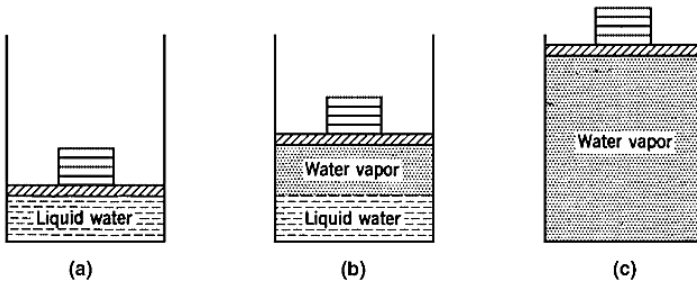
2. Fase Equilibrium Vapor-Liquid Dalam Zat Murni

Sistem pengaturan piston-silinder yang mengandung 1 kg air (lihat Gambar 1.3). Tekanan awal dan suhu di dalam silinder adalah 0,1 MPa dan 20 °C. Karena panas ditransfer ke air, suhu meningkat sementara tekanan tetap konstan. Ketika suhu mencapai 99,6 °C, tambahan transfer panas menghasilkan perubahan fase, seperti yang ditunjukkan pada Gambar. 1.3 (b). Sebagian cairan menjadi uap. Namun, selama proses ini, suhu dan tekanan tetap konstan, tetapi volume spesifik meningkat secara signifikan. Ketika semua cairan telah menguap, panas tambahan ditransfer dan menghasilkan peningkatan temperature dan volume spesifik uap. Suhu saturasi/jenuh adalah suhu di mana penguapan terjadi saat diberikan tekanan. Tekanan ini disebut tekanan saturasi untuk suhu yang sama. Misalnya,

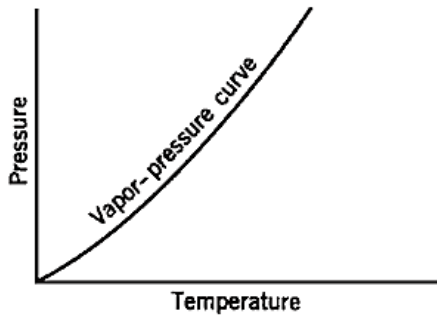
untuk air 0,1 MPa, suhu saturasi adalah 99,6 ° C. Untuk zat murni, ada hubungan antara suhu saturasi dan tekanan saturasi. Gambar 1.4 mengilustrasi hubungan ini. Kurva ini disebut kurva tekanan uap.

Tabel 1. 3 Hubungan Gas Ideal (kalor spesifik konstan)

Process	P, v, T relationships	$u_2 - u_1$	$h_2 - h_1$	$s_2 - s_1$	w (nonflow)	w (flow)	Q
Isothermal	$T = \text{constant}$ $P_1/P_2 = v_2/v_1$	0	0	$(R/J)\ln(v_2/v_1)$	$(P_1 v_1/J)\ln(v_2/v_1)$	$(P_1 v_1/J)\ln(v_2/v_1)$	$(P_1 v_1/J)\ln(v_2/v_1)$
Constant pressure	$P = \text{constant}$ $T_2/T_1 = v_2/v_1$	$c_v(T_2 - T_1)$	$c_p(T_2 - T_1)$	$c_p \ln(T_2/T_1)$	$P(v_2 - v_1)/J$	0	$c_p(T_2 - T_1)$
Constant volume	$v = \text{constant}$ $T_2/T_1 = P_2/P_1$	$c_v(T_2 - T_1)$	$c_p(T_2 - T_1)$	$c_v \ln(T_2/T_1)$	0	$v(P_1 - P_2)/J$	$c_v(T_2 - T_1)$
Isentropic (Adiabatic reversible)	$s = \text{constant}$ $P_1 v_1^k = P_2 v_2^k$ $T_2/T_1 = (v_1/v_2)^{k-1} = 1$ $T_2/T_1 = (P_2/P_1)^{(k-1)/k}$	$c_v(T_2 - T_1)$	$c_p(T_2 - T_1)$	0	$\frac{(P_2 v_2 - P_1 v_1)}{J(1-k)}$	$\frac{k(P_2 v_2 - P_1 v_1)}{J(1-k)}$	0
Throttling	$h = \text{constant}$ $T = \text{constant}$ $P_1/P_2 = v_2/v_1$	0	0	$(R/J)\ln(v_2/v_1)$	0	0	0
Polytropic	$P_1 v_1^n = P_2 v_2^n$ $T_2/T_1 = (v_1/v_2)^{n-1}$	$c_v(T_2 - T_1)$	$c_p(T_2 - T_1)$	$c_v \ln(P_2/P_1)$ $+ c_p \ln(v_2/v_1)$	$\frac{(P_2 v_2 - P_1 v_1)}{J(1-n)}$	$\frac{n(P_2 v_2 - P_1 v_1)}{J(1-n)}$	$c_v \left(\frac{k-n}{1-n} \right) (T_2 - T_1)$



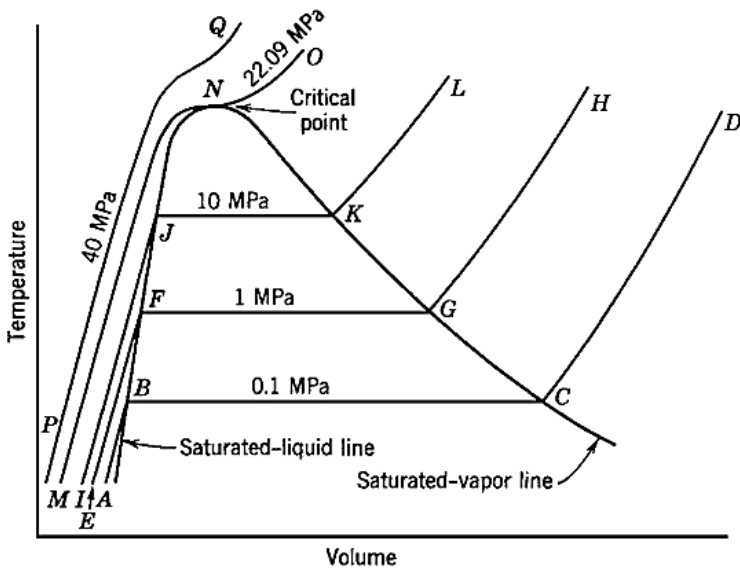
Gambar 1. 3 Perubahan pada tekanan konstan pada zat murni. (a) liquid water, (b) Liquid water – water vapor, (c) water vapor



Gambar 1. 4 Kurva Tekanan Uap pada zat murni

Suatu zat cair pada suhu dan tekanan jenuh disebut dengan cairan jenuh. Jika suhu cairan lebih rendah dari suhu saturasi untuk tekanan yang ada, disebut cairan subcooled (atau cairan terkompresi, menyiratkan bahwa tekanan lebih besar dari tekanan saturasi untuk suhu yang sama). Ketika suatu zat sebagian cair dan sebagian uap pada suhu saturasi dan tekanan, kualitasnya (x) didefinisikan sebagai rasio massa uap terhadap massa total. Jika zat itu sebagai uap pada suhu jenuh, zat itu disebut uap jenuh. Ketika uap berada pada suhu yang lebih besar dari suhu saturasi (untuk tekanan yang sama), itu disebut uap superheat. Suhu uap superheat meningkat sementara tekanan tetap konstan.

Gambar 1.5 mengilustrasikan diagram volume suhu untuk air yang menunjukkan fase cair dan uap. Perhatikan bahwa ketika tekanan 1 MPa, penguapan (suhu saturasi) dimulai pada 179,9 °C. Titik G adalah keadaan uap jenuh, dan garis GH menunjukkan proses tekanan konstan pada saat uap superheated. Tekanan konstan 10 MPa direpresentasikan dalam jalur IJKL. Suhu saturasi sebesar 311,1 °C. Baris NJFB merupakan garis cairan saturated/jenuh, dan garis NKGK mewakili garis uap jenuh. Pada tekanan 22,09 MPa, diwakili oleh garis MNO tidak ada suhu konstan saat proses penguapan. Sebaliknya, ada satu titik, N, di mana kurva memiliki kemiringan nol. Titik ini disebut titik kritis. Pada titik ini, cairan jenuh dan kondisi uap jenuh identik. Suhu, tekanan, dan volume spesifik pada titik kritis disebut suhu kritis, tekanan kritis, dan volume kritis. Data titik kritis untuk beberapa zat disajikan pada Tabel 1.4.



Gambar 1. 5 TV diagram untuk air yang memperlihatkan fase cair dan uapnya (tidak diskala)

Tabel 1. 4 Konstanta beberapa fluida

Fluid	M	$R, \text{ft} \cdot \text{lb}_f / (\text{lb}_m \cdot ^\circ\text{R})$	P_c		T_c	
			psia	bar	$^\circ\text{R}$	K
Air	28.967	53.34	547.43	37.744	557.1	309.50
Ammonia	17.032	90.77	1635.67	112.803	238.34	132.41
Carbon dioxide	44.011	35.12	1071.34	73.884	547.56	304.20
Carbon monoxide	28.011	55.19	507.44	34.995	239.24	132.91
Freon-12	120.925	12.78	596.66	41.148	693.29	385.16
Helium	4.003	386.33	33.22	2.291	9.34	5.19
Hydrogen	2.016	766.53	188.07	12.970	59.83	33.24
Methane	16.043	96.40	67.31	46.418	343.26	190.70
Nitrogen	28.016	55.15	492.91	33.993	227.16	126.20
Octane	114.232	13.54	362.11	24.973	1024.92	569.40
Oxygen	32.000	48.29	736.86	50.817	278.60	154.78
Sulfur dioxide	64.066	24.12	1143.34	78.850	775.26	430.70
Water	18.016	85.80	3206.18	221.112	1165.09	647.27

*Multiply values of R by 5.343 to convert to $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$.

Proses tekanan konstan pada tekanan yang lebih besar dari tekanan kritis diwakili oleh garis PQ. Jika air pada tekanan 40 MPa dan suhu

20 °C dipanaskan dalam proses konstan, tidak akan terjadi dua fase. Namun densitas akan berubah.

B. HUKUM KEDUA TERMODINAMIKA

Hukum kedua menempatkan perubahan panas ke usaha (*work*) terbatas. Usaha selalu dapat berubah menjadi panas, namun panas tidak seluruhnya berubah menjadi usaha (*work*). Jumlah panas yang tidak dapat dikonversi menjadi usaha disebut *unavailable energy*. Hal ini harus dihilangkan sebagai panas yang *low-grade* setelah usaha (*work*) dihasilkan.

Hukum kedua menyatakan bahwa efisiensi termal mengubah panas menjadi usaha, dalam suatu plant pembangkit, kurang dari 100 persen. Siklus Carnot merepresentasikan sebuah mesin panas yang ideal, memberikan nilai maksimum dari efisiensi antara dua batas suhu. Dalam pembangkit listrik tenaga gas, panas diterima dari reservoir bersuhu tinggi (reservoir adalah sumber panas atau *heat sink* yang cukup besar sehingga tidak mengalami perubahan suhu ketika panas ditambahkan atau dikurangi darinya), seperti generator uap atau *combustors*.

Panas dalam pembangkit listrik tenaga uap atau gas dibuang ke reservoir bersuhu rendah, seperti kondensor atau dibuang ke lingkungan. Usaha (*work*) yang dihasilkan di pembangkit listrik tenaga uap atau gas adalah perbedaan antara panas yang diterima dari reservoir bersuhu tinggi dan panas dibuang ke reservoir bersuhu rendah.

1. Konsep *Reversibility*

Sadi Carnot memperkenalkan konsep reversibilitas dan meletakkan fondasi hukum yang kedua. Suatu proses yang dapat dibalik, disebut juga proses yang ideal, dapat kembali seperti semula secara tepat dengan mengikuti proses dan tempat yang sama. Pada kenyataannya, tidak ada proses yang ideal (dapat dipulihkan). Proses nyata tidak dapat diubah. Namun, tingkat irreversibility bervariasi antar proses. Ada banyak sumber ireversibilitas di alam. Yang paling penting adalah **friction, perpindahan panas, pelambatan, dan pencampuran**. Gesekan mekanis adalah suatu mekanisme membuang panas dari sebuah usaha (*work*) mekanis. Salah satu contohnya adalah poros berputar dalam sebuah bantalan. Tidak mungkin untuk menambahkan panas yang sama ke bantalan yang menyebabkan rotasi poros. Contoh gesekan fluida adalah ketika cairan mengembang melalui turbin, di bawah terjadi gesekan internal. Gesekan ini menghasilkan disipasi yang sebagian energinya ke dalam bentuk panas sendiri yang berisiko mengurangi usaha (*work*) yang dihasilkan. Fluida kemudian membuang panas sehingga usaha yang dihasilkan lebih sedikit. Semakin ireversibel prosesnya, semakin banyak efek pemanasan dan semakin sedikit usaha yang diperoleh.

Perpindahan panas dalam bentuk apa pun tidak dapat membalikkan dirinya. Transfer panas menyebabkan hilangnya ketersediaan karena tidak ada usaha yang dilakukan antara badan suhu tinggi dan rendah.

2. *Eksternal Dan Internal Irreversibility*

Eksternal irreversibilities adalah yang terjadi di batas-batas sistem. Sumber utama dari ireversibilitas eksternal dalam sistem tenaga adalah transfer panas pada batas atas dan batas bawah suhu.

Internal Irreversibility adalah yang terjadi dalam batas-batas sistem. Sumber utama *irreversibilities* internal dalam sistem daya adalah gesekan fluida dalam mesin berputar, seperti turbin, kompresor, dan pompa.

3. Konsep Entropi

Entropi adalah properti (misalnya, tekanan, suhu, dan entalpi).

Entropi diberikan oleh

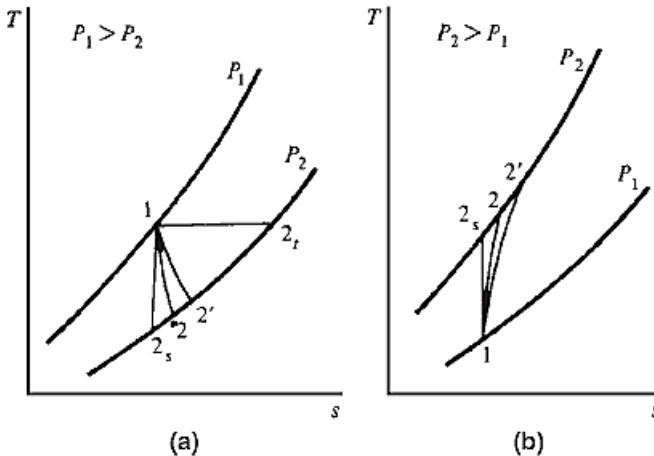
Persamaan

$$\Delta Q = \int_1^2 TdS \quad (\text{reversible process only})$$

Untuk *reversible, adiabatic* proses

$$\left(\int_1^2 TdS = 0 \right) \rightarrow (dS = 0) \rightarrow (S = \text{constant})$$

Gambar 1.6 mengilustrasikan beberapa proses pada diagram suhu-entropi. Sebuah proses adiabatik reversibel ditunjukkan pada 1-2 pada Gambar 1.6. Asumsikan bahwa fluida yang mengembang adalah gas yang sempurna (kesimpulan yang sama dapat ditarik untuk uap atau campuran fluida dan uap). Baris P_1 dan P_2 pada Gambar 1.6 adalah garis-tekanan konstan ($P_1 > P_2$). Proses 1-2 dalam Gambar 1.6 mengilustrasikan sebuah proses adiabatik tetapi ireversibel. *Irreversibility* telah memanifestasikan dirinya dalam peningkatan suhu gas pada P_2 ($T_2 > T_{2s}$).



Gambar 1. 6 Ekspansi (a) dan Kompresi (b) dari gas dari P_1 ke P_2 pada diagram T-S. Proses 1- 2_s adalah *adiabatic reversible*; proses 1-2 adalah *adiabatic irreversible* dan proses 1- 2_t adalah *throttling*

Eksansi yang lebih ireversibel menghasilkan pemanasan gas yang lebih besar, seperti yang ditunjukkan pada proses 1-2. Oleh karena itu, ketika irreversibility meningkat dalam proses adiabatik, entropi juga meningkat. Usaha yang dihasilkan menurun dengan peningkatan irreversibility. Proses 1-2_t adalah proses suhu konstan (untuk gas, entalpi konstan). Proses ini mengalami pelambatan, di mana H adalah nol dan semua energi dihamburkan dalam gesekan fluida. Proses ini adalah proses yang paling tidak bisa diubah. Proses ini menghasilkan peningkatan entropi. Tingkat ireversibilitas untuk ekspansi dalam turbin diberikan oleh *polytropic compressor efficiency* (kadang-kadang disebut efisiensi turbin isentropik atau adiabatik). Hal ini sama dengan rasio kerja aktual untuk usaha yang ideal. Efisiensi turbin polytropic diberikan oleh

$$\eta_T = \frac{H_1 - H_2}{H_1 - H_{2s}} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}}$$

Untuk kalor spesifik konstan:

$$\eta_T = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_{2s}}$$

Jika fluida dikompresi [Gambar. 1.6 (b)], adiabatik, kompresi reversibel mengikuti entropi yang konstan pada 1-2_s. Jika proses berubah menjadi *adiabatic irreversible compression*, gas menghilang di T₂ pada suhu yang lebih tinggi. Fluida dalam proses ini menyerap beberapa usaha, yang dihilangkan dalam gesekan fluida.

Semakin besar ireversibilitas, semakin besar suhu keluar (T₂>T₂'>T_{2s}) dan peningkatan entropi lebih besar.

sehingga dh = c_pdT untuk gas, maka,

$$H_1 > H_2 > H_{2s}$$

dan usaha (*work*) yang diserap dalam kompresi $|W_c|$ meningkat dengan irreversibilitas.

Tingkat ketidaksensitifan diberikan oleh efisiensi kompresor. Hal ini disebut *polytropic compressor efficiency*, c (kadang-kadang disebut sebagai isentropik atau adiabatik

Compressor efficiency). Ini sama dengan rasio usaha ideal dengan kerja aktual (kebalikan dari ekspansi) dan diberikan oleh

$$\eta_c = \frac{H_{2s} - H_1}{H_2 - H_1} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

Untuk kalor spesifik konstan:

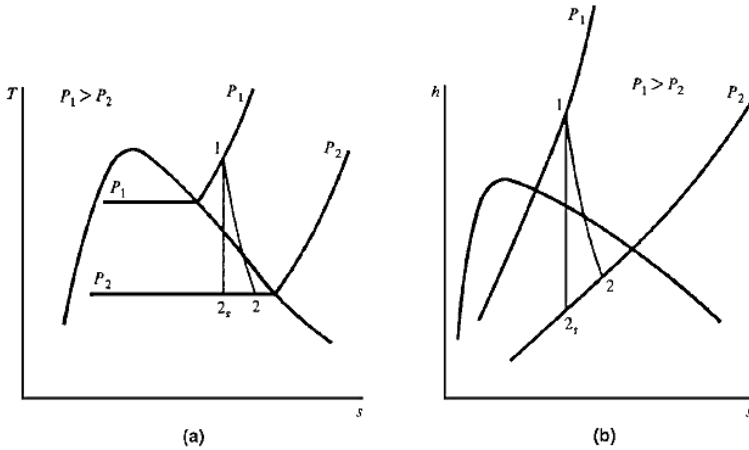
$$\eta_c = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1}$$

Kita dapat menyimpulkan bahwa perubahan entropi adalah pengukuran dari *unavailable energy*. Oleh karena itu, entropi adalah ukuran dari irreversibilitas. Ini menyiratkan bahwa entropi adalah ukuran ketidakjelasan. Entropi alam semesta terus meningkat dan energi yang tersedia terus-menerus menurun.

Gambar 1.7 mengilustrasikan uap yang mengembang dari tekanan P_1 ke tekanan P_2 , di mana P_2 berada dalam wilayah dua fase. Bahkan jika suhu keluar dari *adiabatic reversible* dan adiabatik proses ireversibel adalah sama, entalpi keluar lebih besar dalam kasus proses irreversible ($h_2 > h_{2s}$) dan usahanya kurang:

$$h_1 - h_2 < h_1 - h_{2s}$$

Tingkat irreversibilitas diberikan oleh efisiensi turbin.



Gambar 1. 7 Ekspansi Uap dari tekanan P_1 ke P_2 (a) pada diagram T-s dan (b) Mollier (h-s). Proses 1-2s adalah *adiabatic reversibel* dan proses 1-2 adalah *adiabatic irreversibel*.

Siklus Karnot

Sadi Carnot memperkenalkan prinsip-prinsip hukum termodinamika kedua, konsep-konsepnya adalah reversibilitas dan siklus. Dia juga membuktikan bahwa efisiensi termal dari siklus reversibel ditentukan oleh suhu sumber panas dan *heat sink*.

Siklus Carnot ditunjukkan pada Gambar. 1.8 pada diagram P-V dan T-S. Terdiri dari

empat proses:

1. Proses 1-2. Kompresi adiabatik reversibel
2. Proses 2-3. Penambahan kalor pada suhu konstan
3. Proses 3-4. Ekspansi adiabatik reversibel
4. Proses 4-1. Pembuangan kalor reversible pada suhu konstan

$$\text{Heat addition: } Q_A = T_H (S_3 - S_2)$$

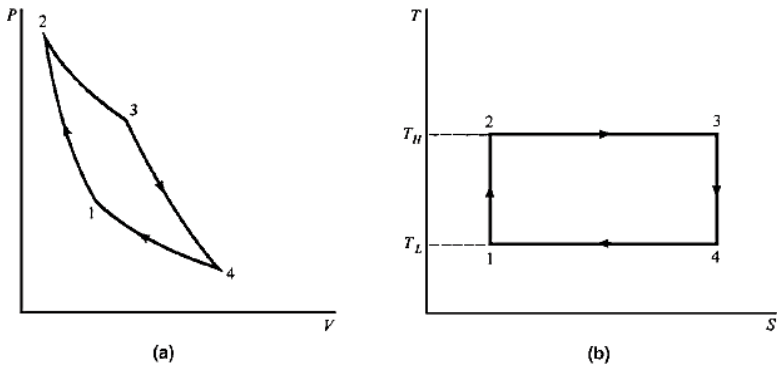
$$\text{Heat rejection: } Q_R = T_L (S_1 - S_4)$$

$$\text{Net work: } \Delta W_{\text{net}} = Q_A - |Q_R|$$

$$\text{Thermal efficiency: } \eta_{\text{th}} = \frac{\Delta W_{\text{net}}}{Q_A}$$

Dengan demikian, efisiensi termal dari siklus Carnot diberikan oleh

$$\eta_c = \frac{T_H - T_L}{T_H}$$

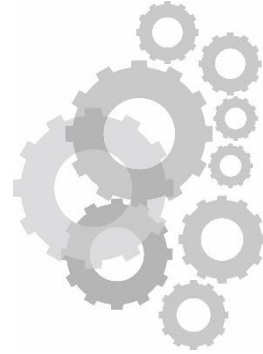


Gambar 1. 8 Siklus Karnot pada diagram (a) P-V (b) T-S

Efisiensi termal dari siklus Carnot tergantung pada suhu sumber panas dan *heat sink*. Hal ini tidak tergantung pada fluida kerja/usaha. Karena siklus Carnot bersifat reversibel, ia menghasilkan jumlah kerja/usaha maksimum di antara keduanya pada dua batas suhu yang diberikan, T_H dan T_L . Oleh karena itu, siklus reversibel beroperasi di antara kedua batas suhu yang memiliki efisiensi termal setinggi mungkin dari semua siklus yang beroperasi antara batas suhu yang sama ini. Efisiensi siklus Carnot harus dipertimbangkan sebagai batas efisiensi atas yang tidak dapat dilampaui dalam kondisinya.

BAB II

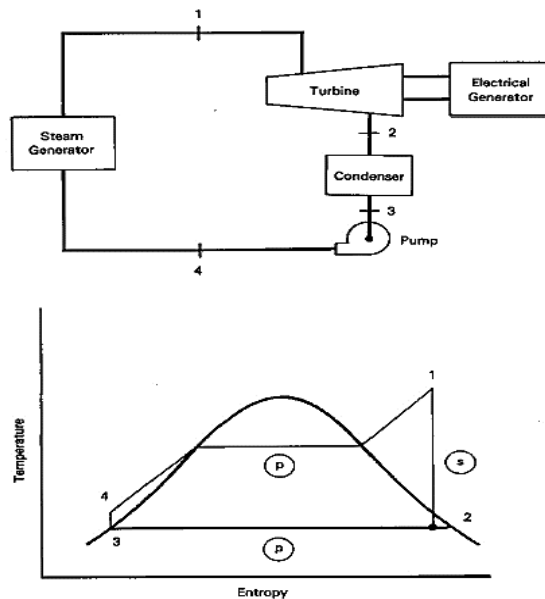
POWER PLANT



A. PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA UAP

1. Termodinamika Pembangkit

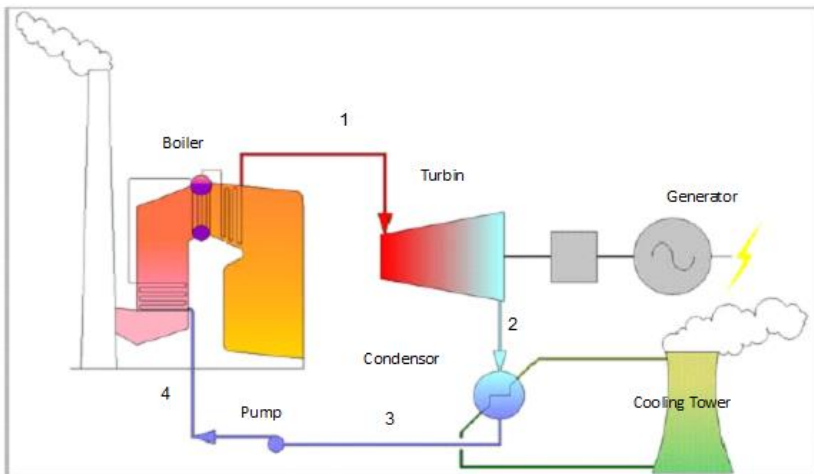
Pada dasarnya konsep pembangkitan tenaga listrik PLTBS mengacu pada siklus dasar uap Rankine, dimana konsepsi termodinamikanya dimulai dari proses pembangkitan uap di dalam Boiler, disini air isian Boiler setelah mengalami treatment sesuai parameter kerjanya diuapkan dengan pemberian panas melalui pembakaran bahan bakar shell dan fibre, uap yang dihasilkan Boiler adalah jenis superheat steam yang memiliki nilai enthalphi yang tinggi.



Gambar 2. 1 Siklus Dasar Thermodinamika Uap

Uap Boiler dimasukkan ke dalam condensing turbin yang memiliki exhaust pressure mendekati vacuum, yang dibuat oleh Condenser. Selisih kalor yang masuk dan keluar semuanya akan diekstraksi menjadi tenaga untuk membangkitkan Listrik melalui Turbin Alternator. Hasil condensat yang divacuumkan di condenser akan dipompa kembali untuk seterusnya dimasukkan ke tangki condensat dan disirkulasikan kembali ke Boiler.

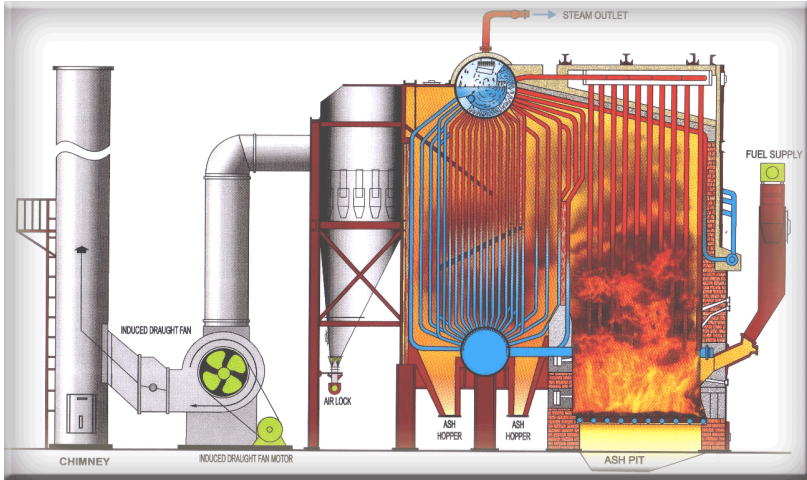
Siklus dasar pembangkit uap PLTBS, secara termodinamika dapat digambarkan sebagai berikut. Siklus dasar Rankine, dimana uap dibangkitkan oleh boiler pada keadaan superheat (1), kemudian dialirkan masuk condensing turbin sehingga uap di ekspansikan untuk menghasilkan tenaga Generator pada tekanan condenser pada kondisi saturated (titik 2), oleh Condenser uap didinginkan dengan air yang disuplai dari cooling tower ke kondisi subcooled liquid (titik 3), untuk dipompakan lagi ke Boiler (titik 4) dan seterusnya terjadi siklus yang berulang secara kontinyu. Lihat gambar siklus dasar pembangkit uap.



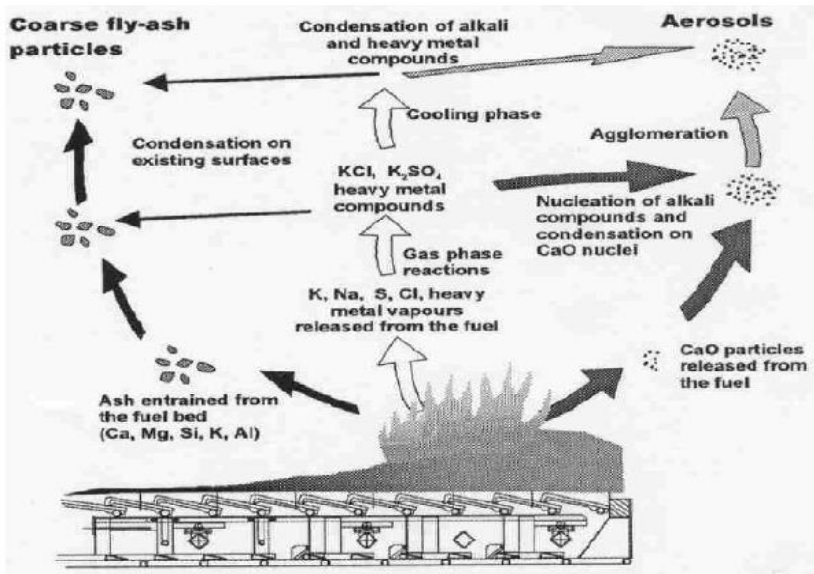
Gambar 2. 2 Siklus Dasar Pembangkit Uap

2. *Steam Generator (Boiler)*

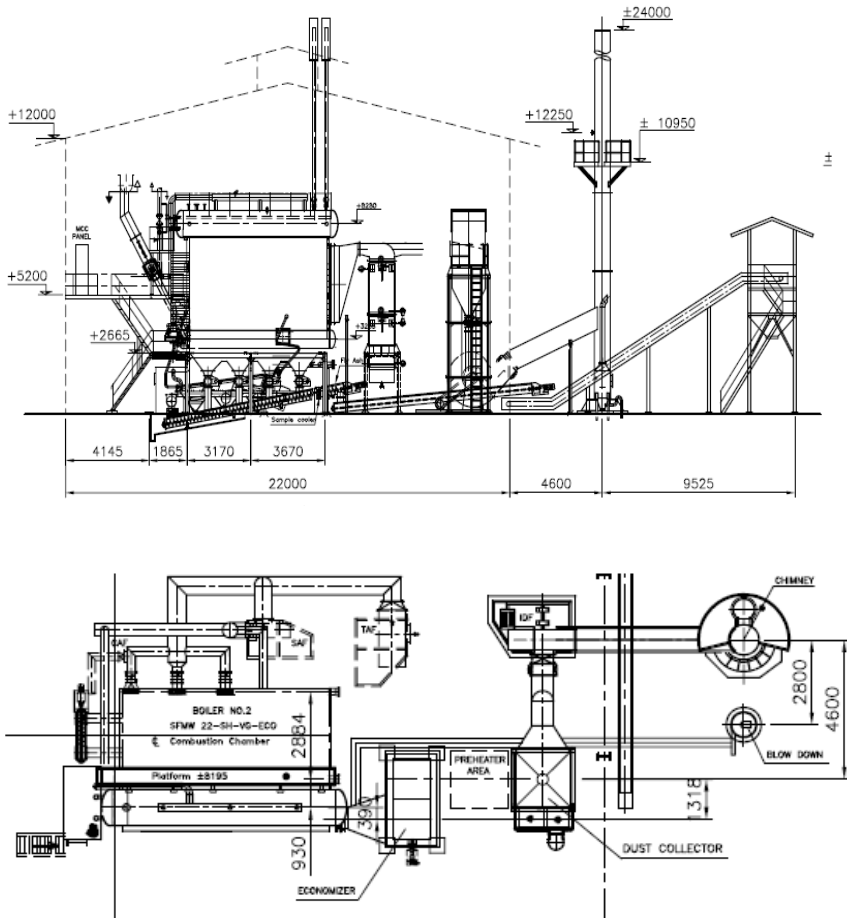
Boiler yang digunakan untuk pembangkit uap di pembangkit listrik ini merupakan tipe pipa air, terdiri dari *steam drum* di bagian atas dan *mud drum* berada di bagian bawah. Dua buah drum tersebut terhubung dengan pipa – pipa jenis pipa *riser* dan pipa *down comer* yang merupakan pipa pembangkit uap yang menerima energi panas dari dapur dan gas buang. Pembangkitan uap air di tangkai di *steam drum* atas sebagai uap jenuh dan untuk membuat uap air menjadi superheat atau panas lanjut digunakan superheater. Untuk pengendalian tekanan dapur supaya vacuum (-5 s.d -10 mmHg) dalam instalasi boiler ini digunakan jenis *balanced draft pressure* dengan bantuan *IDF* (blower penghisap) dan *FDF* (blower penghembus). Sistem grate (rangka bakar) menggunakan model *vibrating grate/reciprocating grate* untuk mengadaptasi perubahan bahan bakar biomassa yang memiliki kadar air yang tinggi. Untuk mempertahankan suhu rangka bakar pada suhu dibawah 600°C, kami menyarankan penambahan alat berupa *water cooled grates system*. Beberapa kajian dan penerapan best practices menunjukkan bahwa kandungan alkali dan kalium (K), di dalam bahan bakar biomassa sangat berpotensi menimbulkan kerusakan terhadap alat – alat penukar panas seperti superheater, air heater, economizer akibat munculnya partikel – partikel aerosol dan aglomerasi *fly ash* yang berpotensi menimbulkan slagging, fouling dan korosi. Detail komponen boiler disajikan dalam Gambar 2.3. Penjelasan mengenai karakteristik pembakaran biomassa di grate diuraikan dalam Gambar 2.4



Gambar 2. 3 *Components & Structure Boiler* (source : Boiler Mech)



Gambar 2. 4 *Process of Biomass Combustion in grate & formation aerosol*
(Source : Mitsui & Babcock Seminar, Glasgow 2006)



Gambar 2. 5 Basic Desain Boiler

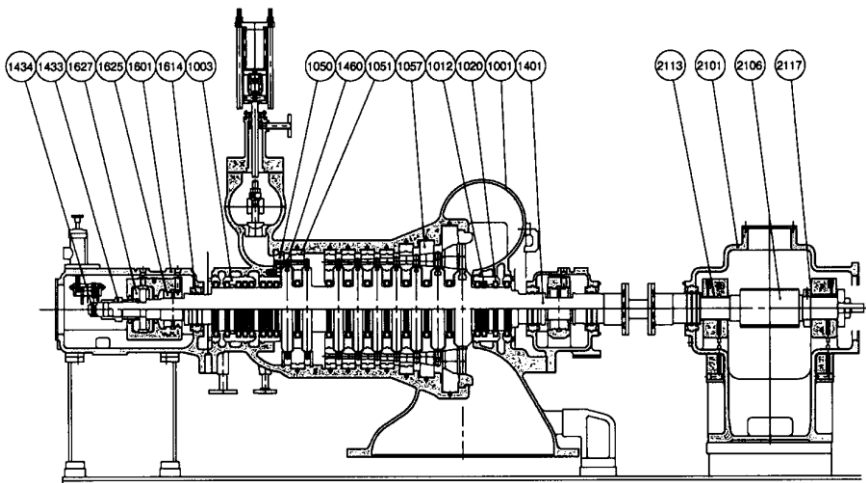
Untuk mendukung operasional dan umur boiler yang panjang, berikut kami sampaikan beberapa rekomendasi mengenai spesifikasi dan parameter kerja sebagai berikut:

- Boiler Type : water tube
- Design pressure : 54 barg
- Working Pressure : 52 barg
- Superheat temperature : 415°C
- MCR (evaporation rates) : 60 Ton/hour
- Water outlet temperatur dari *Deaerator* : 105 °C

- Economizer, increase *feed water Boiler* up to 210 - 225 °C
- Efficiency Boiler : 80%
- Bahan bakar : biomass EFB
- Fuel consumption EFB : 19.500 kg/jam
- Kalori EFB : 2.200 kCal/kg
- Grate boiler : -vibrating with water / air cooled system/ reciprocating grate

3. *Steam Turbine*

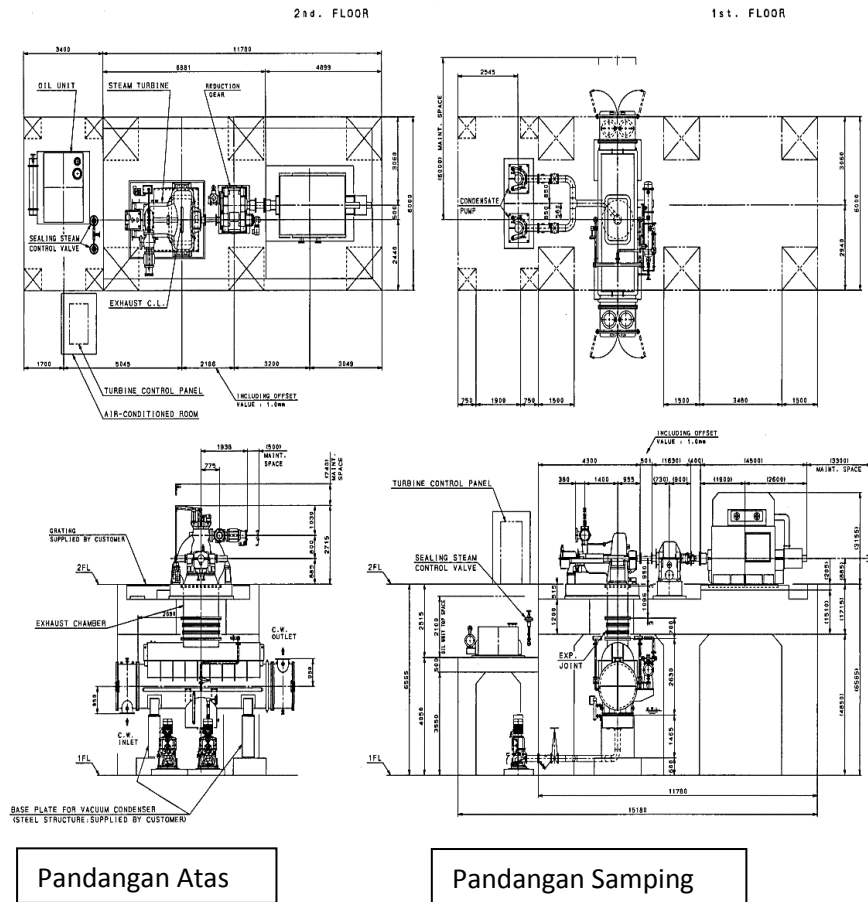
Steam turbine yang akan digunakan adalah jenis turbin kondensasi (*condensing turbin*) yang memanfaatkan uap kering tekanan tinggi untuk dikonversi menjadi tekanan uap rendah (*vacuum*) dengan bantuan Condensor.



Gambar 2. 6 *Multistage (9 stage) Steam Turbine* (Source : Shinko Machinery Corp)

Dengan demikian kondisi uap keluar turbin menjadi kondisi uap cair jenuh dengan sebagian uap menjadi fraksi cair (kondensat), dengan model turbin ini akan diperoleh selisih entalpi yang tinggi sebagai media untuk menghasilkan tenaga turbin sebagai penggerak

generator listrik. Turbin yang akan digunakan adalah model Rateau multistages sesuai dengan daya yang dihasilkan oleh PLTBS ini. Diharapkan jenis turbin ini akan dapat diperoleh *specific steam* yang rendah dengan desain mendekati 5 kg/kw jam dan turbin bekerja cukup ekonomis dan efisien.



Gambar 2. 7 Steam Turbine, Condenser dan Generator

Spesifikasi turbin yang digunakan :

- Turbin terpasang : 11 MW
- Generator Output : 10,1 MW

Turbin Speed	: 5800 rpm
Output shaft speed	: 1500 rpm
Inlet steam flow	: 59 t/h
Exhaust steam flow	: 59 t/h

STEAM CONDITION

<i>Inlet steam press</i>	: 52 barg
<i>Inlet steam temperature</i>	: 415°C
<i>Exhaust steam press</i>	: 685 mmHgV.
<i>Exhaust steam temp</i>	: 46 °C
<i>Exhaust moisture content</i>	: 7,9%

Cooling water

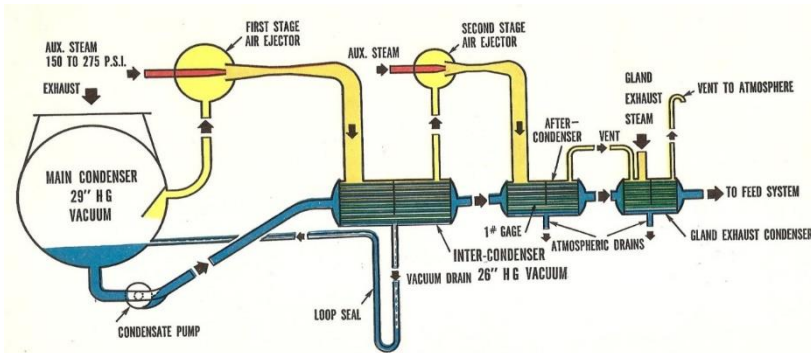
<i>Design Tenperature</i>	: 33 °C
<i>Design press</i>	: 5 barg
<i>Normal Press</i>	: 3 barg
<i>Quality</i>	: fresh water

Electric Source

<i>Power</i>	: AC 380 V x 50 Hz x 3φ
<i>Power</i>	: AC 220 V x 50 Hz x 3φ

3. Steam Ejector

Steam Ejector adalah sebuah pompa yang menggunakan efek venturi dengan membuat nozel convergen dan divergen secara seri. Ejector akan mengkonversi energi tekanan dari uap yang mengalir menjadi energi kinetik yang akan menghasilkan tekanan rendah pada ruang kondenser. Dengan kata lain, fungsi dari ejector adalah sebagai pompa vacuum pada kondenser dengan prinsip venturi. Gambar berikut menunjukkan skema kerja ejector.



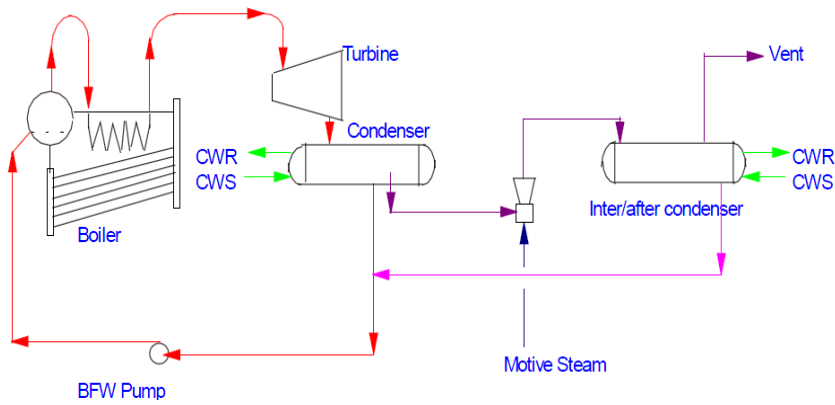
Gambar 2. 8 *Steam ejector*

5. Instalasi Condenser dan Asesori

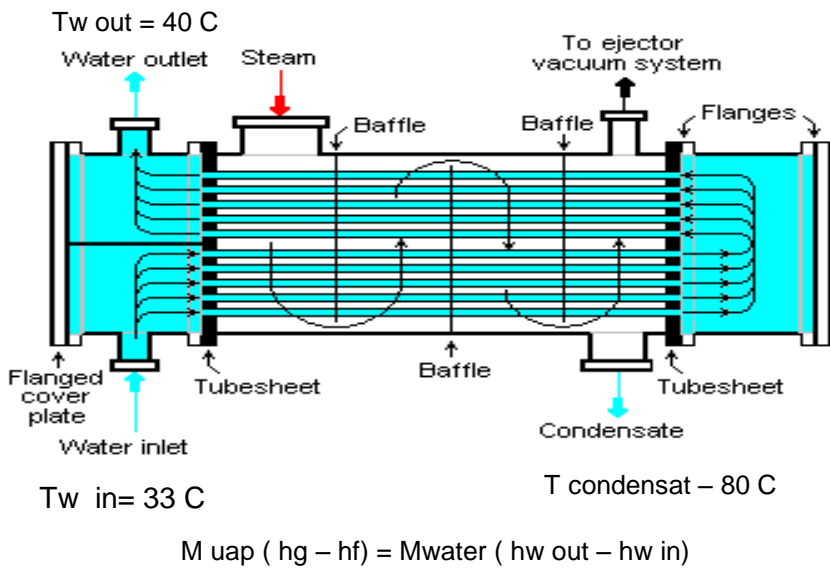
Condenser merupakan peralatan yang berfungsi untuk menurunkan suhu uap keluar turbin (exhaust steam) sehingga uap berubah fasa menjadi cair berbentuk kondensat pada tekanan vacuum. Dengan proses tersebut akan diperoleh selisih enthalphy yang tinggi antara uap masuk turbin dan uap keluar turbin sehingga dapat menghasilkan daya yang lebih besar untuk menggerakkan generator.

Tipe condenser yang biasa digunakan di pembangkit adalah surface condenser yaitu jenis *shell and tube* yang terintegrasi dengan *cooling tower*. Peralatan lain yang diperlukan adalah *steam ejector* yang berfungsi untuk melepaskan gas – gas yang tidak terkondensasi dalam sistem sekaligus membuat tekanan vacuum pada condenser.

Instalasi turbin, condenser dan steam ejector disajikan dalam Gambar 2.9



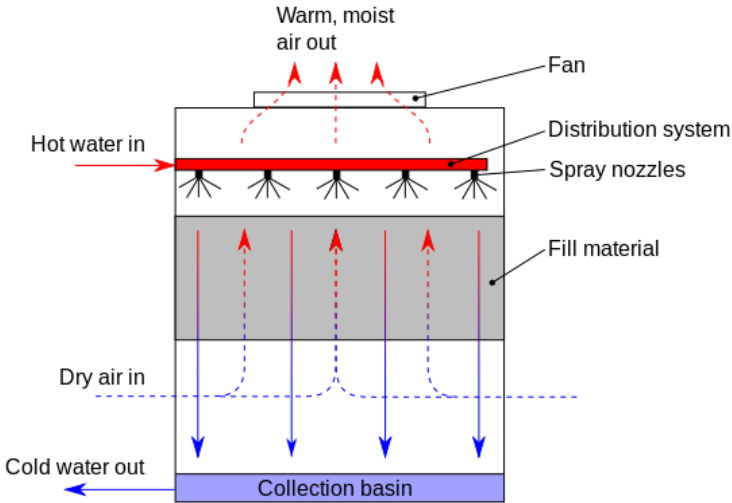
Gambar 2. 9 Instalasi sistem condensing turbin dan peralatan asesori



Gambar 2. 10 Surface Condenser model shell & tube

Cooling tower dipasang di pembangkit untuk meminimalisir penggunaan air di dalam proses pendinginan di condenser. Tipe cooling tower yang digunakan adalah counter flow model. Model ini memiliki keuntungan dalam distribusi air dapat dipecah – pecah

melalui nozzle sehingga proses perpindahan panas menjadi lebih cepat. Berikut gambar jenis counter flow cooling tower in Gambar 2.10.



Gambar 2. 11 Counter flow cooling tower

B. KINERJA TURBIN

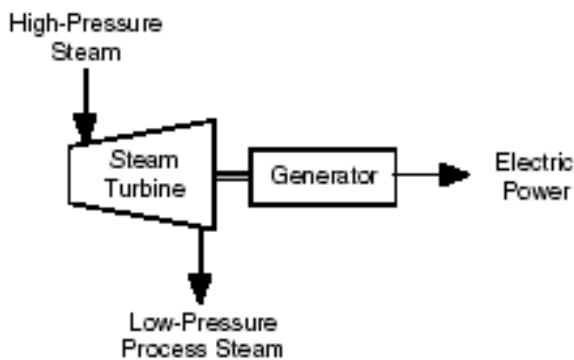
1. Analisis kinerja turbin

Turbin uap pabrik gula menggunakan jenis turbin tekanan lawan/back pressure yang hasil uap bekasnya masih memiliki tekanan antara $0,8 - 1,2 \text{ kg/cm}^2$ untuk digunakan dalam pelayanan proses produksi gula. Kemampuan kerja dalam membangkitkan daya mekanik, sangat dipengaruhi oleh karakteristik uap masuk, berupa uap *superheat* yang biasanya terukur dengan menggunakan manometer untuk tekanan uap dan suhu uap menggunakan *thermocouple*, dari data uap masuk ini akan diperoleh nilai kalor uap sebagai *enthalphy* uap masuk h_{in} – *high pressure steam (Mollier Chart/wasp software)*. Setelah uap melakukan ekspansi di dalam rumah dan sudu turbin,

sehingga diperoleh daya dan putaran turbin, maka uap keluar tersebut juga dicatat tekanan keluarnya, sifat uap keluar by desain tetap pada kondisi *super heated steam*, desain tersebut untuk meminimalisasi adanya moisture pada saat ekspansi ke tingkat blade pada exhaust pressure atau low pressure supaya sudu akhir turbin tidak korosi, dengan parameter suhu atau tekanan tersebut dapat dihitung nilai kalor uap keluar berupa *enthalphy* uap keluar $h_{out} - low\ process\ steam$

Dengan mengendalikan jumlah uap yang masuk lewat nosel (nozzle governing) serta katup pengatur (throttle governing) akan diperoleh *mass flow rate* uap masuk m_{steam} (kg/jam), sehingga daya yang dibangkitkan oleh turbin dapat dihitung menggunakan teori thermodinamika sebagai berikut:

$$\text{Daya turbin} = m_{steam} (h_{in} - h_{out}) / \eta_{turbin} \text{ (kWatt)}$$



Gambar 2. 12 *Lay out Steam Turbine* untuk Pembangkit Listrik Karang Suwung PG

Effisiensi turbi nuap, didekati dengan perhitungan secara adiabatic (isentropis) sebagai berikut:

$$\text{Eff. Turbin} = (h_{in} - h_{out}) / (h_{in} - h_{isen}) \times 100\%$$

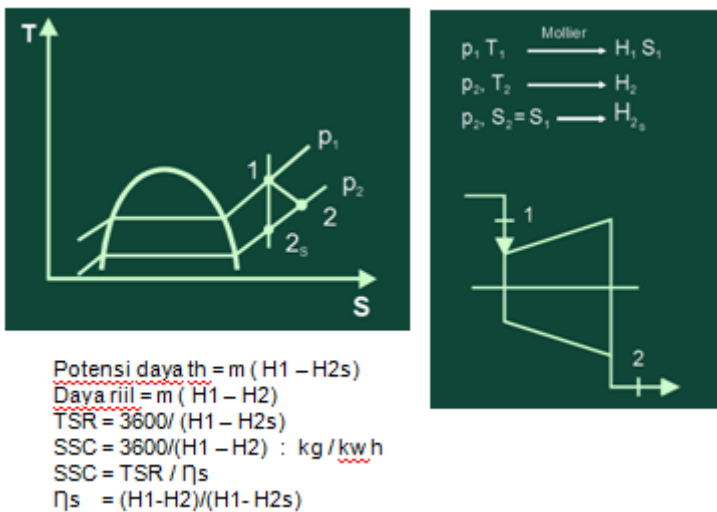
Hisen adalah enthalpy isentropis di sisi tekanan buang yang dihitung dengan asumsi pada nilai *entropyinlet* (S_{in}) = *entropyoutlet* (S_{out}), yang dapat ditarik nilainya dengan aplikasi *ollier chart* atau *wasp software*

Dari pendekatan efisiensi isentropis diatas dapat digunakan sebagai pendekatan sebuah kinerja turbin terhadap nilai relaisasi efisiensinya. Selain efisiensi, kinerja turbin dapat dihitung dari nilai kemampuan turbin uap untuk membangkitkan potensi daya secara spesifik (Steam Rate) dengan perhitungan berikut :

$$\text{Theroretical Steam Rate (TSR)} = 3600 / (h_{in} - h_{isen}) \dots (\text{kg/kw h})$$

$$\text{Steam Rate (SSC)} = \text{TSR} / \eta_{isen} \dots (\text{kg/kw h})$$

Berikut gambaran desain turbin pabrik gula secara umum, dengan kondisi uap masuk superheat dan keluar tetap superheat agar pada blade terhindar korosi akibat kebasahan uap/moisture content. Diagram T – S turbin uap desain PG, sebagai berikut



Gambar 2. 13 Diagram T- S kondisi uap masuk dan keluar Turbin

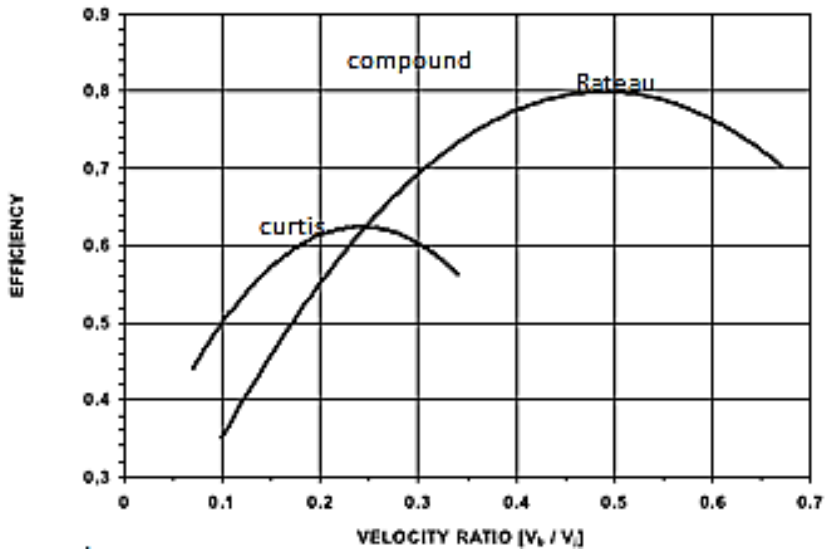
Sebagai pembanding sebuah efisiensi jenis turbin single stage yang terpasang di karang suwung, berikut gambaran best practice berbagai model turbin sebagai berikut :

Tabel 2. 1 Gambaran jenis turbin terhadap efisiensi (Eliiot- Ebara)

Turbine Type	Exhaust Type	Average (%)
Single Stage	Back Pressure	53
Single Stage	Condensing	57
Multi-Stage <10 MW	BackPressure	60
Multi-Stage <10 MW	Condensing	67
Multi-Stage > 10 MW	Back Pressure	75
Multi-Stage > 10 MW	Condensing	80

Tabel 2. 2 Gambaran efisiensi turbin single stage dan RPM (Shinko)

Model	Speed	3000 ~ 3600 rpm	5000 ~ 10000 rpm
DE (A), DEG (A)	41	25 ~ 35	45 ~ 55
..	61, 62	35 ~ 40	50 ~ 60
..	81	40 ~ 50	—
DE-K, DEG-K	61, 62	30 ~ 35	45 ~ 55
DL (A), DLG (A)	61, 62	45 ~ 50	55 ~ 65
DL-K, DLG-K	61, 62	40 ~ 50	50 ~ 60
DR, DRG	61, 62	45 ~ 50	55 ~ 65



Gambar 2. 14 Desain single stage dan multi stage serta efisiensi

2. Contoh Analisis Kinerja Turbin

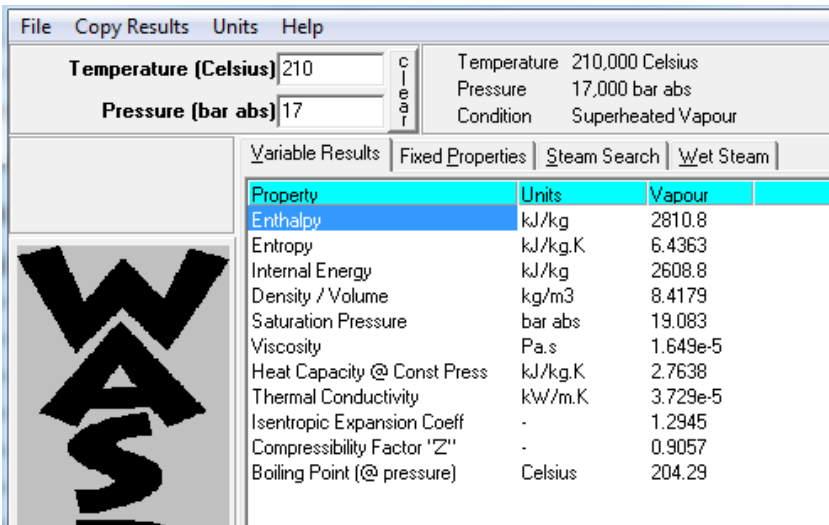
Untuk analisis kinerja turbin alternator PG Karang suwung, kami akan menggunakan perhitungan kinerja berbasis data 2 tahun terakhir operasional pabrik gula pada tahun 2012, karena turbin tersebut terakhir beroperasi pada tahun itu

Berikut beberapa data sampling dari laporan harian/jurnal turbin pabrik gula karang suwung, pada tahun 2012

Data kondisi uap masuk dan nilai entalpi, data teroleh dengan wasp software

Tabel 2. 3 Data input kondisi uap dan nilai entalpi dan entropi serta daya riil

Pin	Chest Press	Suhu	Kwatt	H in	S in
17	10	210	750	2810	6,4363
16	8	250	750	2918,8	6,6896
16	9	230	700	2869,3	6,591
15	10	230	800	2874,2	6,6289
15	9	230	800	2874,2	6,6289
16	10	220	880	2843,5	6,536



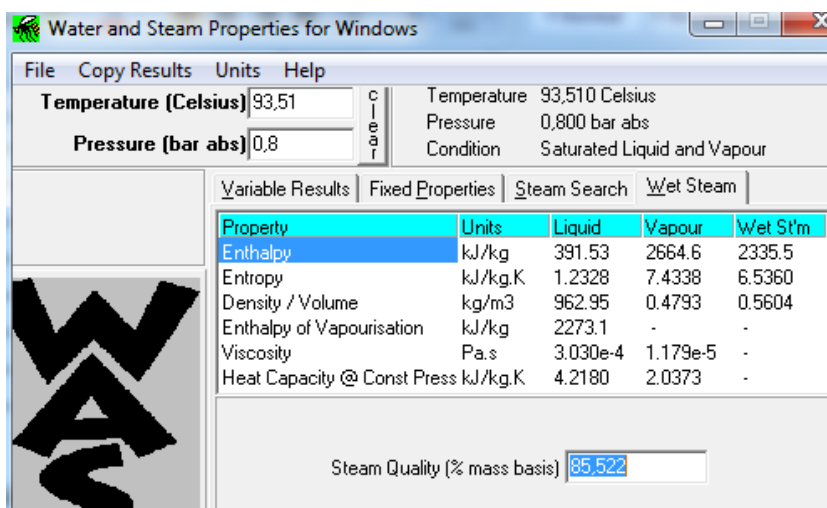
The screenshot shows the WASP software interface. At the top, there are menu options: File, Copy Results, Units, Help. Below the menu, there are input fields for Temperature (Celsius) set to 210 and Pressure (bar abs) set to 17. To the right, a summary box displays: Temperature 210,000 Celsius, Pressure 17,000 bar abs, and Condition Superheated Vapour. Below this, there are tabs for Variable Results, Fixed Properties, Steam Search, and Wet Steam. The main area contains a table of properties for steam:

Property	Units	Vapour
Enthalpy	kJ/kg	2810.8
Entropy	kJ/kg.K	6.4363
Internal Energy	kJ/kg	2608.8
Density / Volume	kg/m ³	8.4179
Saturation Pressure	bar abs	19.083
Viscosity	Pa.s	1.649e-5
Heat Capacity @ Const Press	kJ/kg.K	2.7638
Thermal Conductivity	kW/m.K	3.729e-5
Isentropic Expansion Coeff	-	1.2945
Compressibility Factor "Z"	-	0.9057
Boiling Point (@ pressure)	Celsius	204.29

Gambar 2. 15 Berikut analisis *software* untuk nilai entalpi dan entropi uap masuk

Tabel 2. 4 Data output kondisi uap, nilai entalpi dan entalpi isentropis

P out	Suhu	Hout	Sout = Sin	H isen	X
0,6	95	2671,1	6,4363	2259,3	82,80%
0,7	95	2669,6	6,6896	2375,2	87,40%
0,8	95	2668,6	6,591	2355,7	86,40%
0,8	95	2668,6	6,6289	2355,7	86,40%
0,8	95	2668,6	6,6289	2355,7	86,40%
0,8	95	2668,6	6,536	2355,7	86,40%



Gambar 2. 16 Nilai entalpi isentropis dan kebasahan uap (X), dengan software

Tabel 2. 5 Hasil Analisis Kinerja Turbin Uap

Hin - hout	Hin - Hisen	Eff	Hin - Hisen	TSR	SR (kg/kwh)
138,9	550,7	0,252224	550,7	6,537135	25,9179266
249,2	543,6	0,458425	543,6	6,622517	14,4462279
200,7	513,6	0,390771	513,6	7,009346	17,9372197
205,6	518,5	0,396528	518,5	6,943105	17,5097276
205,6	518,5	0,396528	518,5	6,943105	17,5097276
174,9	487,8	0,358549	487,8	7,380074	20,5831904
RATA RATA		0,375504			18,9840033

Dari analisis diatas menunjukkan bahwa efisiensi Turbin rerata masih mencapai 37%, masih memenuhi standard kinerja single stage turbin sekelas shinko yang memiliki efisiensi baru 40% sd 50% type single stage DE, DEG pada range 3900 rpm

Untuk steam rate/SSC, bila menghitung efisiensi transmisi roda gigi 0,95 dan efisiensi generator 0,92 → maka total efisiensi $0,95 \times 0,92 = 0,874$, maka SSC turbin = $18,9/0,874 = 21,74$ kg/kw h. Bila parameter input tekanan dan suhu bisa dijalankan sesuai spesifikasi turbin pada tekanan 20 bar dan suhu 325 C, maka kinerja turbin menjadi lebih baik dari sisi efisiensi dan steam rate.

Analisis terhadap beban/ daya maksimal 900 Kw dibutuh uap : $900 \times 21,74 = 19,58$ ton per jam, atau bila dibebani daya 500 Kw, kebutuhan uap turbin sebesar : $500 \times 21,74 = 10,8$ ton per jam.

Dari analisis perhitungan kinerja terakhir maka turbin karang suwung masih layak dioperasikan lagi dengan perbaikan sesuai kerusakannya saat dibongkar dan diukur parts yang aus/rusak

C. KARAKTERISTIK BAHAN BAKAR BIOMASA

1. Nilai kalor bahan bakar

Aspek utama yang harus diperhatikan dari bahan bakar biomasa, contohnya adalah untuk kelapa sawit terutama EFB (tankos) adalah kandungan moisture yang tinggi serta adanya unsur Kalium serta klorida, dimana perlakuan sebelum dibakar di dalam boiler mutlak harus dilakukan untuk mempertahankan kinerja dan kehandalan pembangkit serta mempengaruhi desain pembangkit. Analisa Kalori EFB cacah adalah tandan kosong dipotong dalam ukuran sekitar 2 cm, sample EFB ini diambil pada saat keluar dari hasil pengolahan sawit yang secara normatif/umum memiliki kadar air sekitar : 70 - 75% jadi sample basah yang belum di treatment. Hasil analisis laboratorium

kadar air pada kondisi asli ini sekitar 72,07% - 72,78% (Lab PAU Pangan UGM) dan hasil analisis laboratorium internal Jasa Proses Laboratorium LPP : 72,32%. Nilai kalor basah tersebut tercatat : 1.350– 1.713 kcal/kg (Lab PAU UGM).

Setelah di treatment dengan penurunan kadar air melalui alat shredder dan press diharapkan kadar air bisa mencapai 40% (YKL Engineering). Setelah dilakukan pengujian diperoleh kadar air mencapai 37% - 38% sehingga mempunyai nilai kalor : 2.624 kcal/kg (Lab PAU UGM). Untuk Lab energi EFB tercatat dengan nilai kalori : 2.912 kcal/kg sebagai pembandingan sampling hasil mesin super press YKL diperoleh nilai kalor EFB : 2.978 kcal/kg dengan kadar air 38,1%.

Untuk nilai kalor cangkang/shell yang sample diambil langsung di PKS tanpa treatment diperoleh nilai kadar air sekitar 30% dan memiliki nilai kalor antara : 3.128 – 3.379 kcal/kg (Lab PAU Pangan) dan Lab Energi UGM rerata : 3.250 kcal/kg.

Perbedaan hasil pengujian karena terkait dengan perlakuan sampel uji. Pengujian di SGS, sampel telah dilakukan treatment (press dan shredder), sedangkan di UGM tidak dilakukan sehingga terjadi perbedaan hasil pengujian. Berdasarkan hasil pengujian tersebut, maka dasar perhitungan nilai kalor EFB menggunakan kalori sebesar 2.200 kCal/kg dengan *moisture contents* 40%.

2. Analisis Proximate, Ultimate dan Ash

Analisis Proximate ini adalah melihat potensi bahan bakar dari aspek fixed carbon, moisture content dan volatile matter serta kadar ash, dengan melihat potensi ini bisa diperoleh interpretasi data untuk teknologi pembakaran dalam boiler termasuk desain komponen boiler. Sementara Analisis ultimate kana dilakukan memecah komponen

bahan bakar menjadi unsur unsur terkecil yang terutama adalah C, H, O, N, S serta kandungan alkali lain senyawa potasium dan chloride, dengan unsur tersebut dapat dianalisis kebutuhan udara untuk membakar bahan bakar di dalam ketel uap serta potensi resiko dalam operasional dan desain ketel.

Berikut beberapa hasil studi primer analisis bahan bakar sawit di daerah Sumatera Jambi, Padang, Riau dan Medan sebagaimana tersaji dalam tabel berikut.

Tabel 2. 6 Analisis proximate, ultimate dan ash tandan kosong Sumber : PT Wijaya Karya 2012

Parameter	Unit	Results	Method
Total Moisture	%, ar	66.5	ASTM D. 3302-10
Proximate Analysis :			
- Moisture in Analysis	%, adb	12.3	ASTM D.3173-08
- Ash Content	%, adb	8.8	ASTM D.3174-04
- Volatile Matter	%, adb	64.8	ISO 562-2010
- Fixed Carbon	%, adb	14.1	ASTM D.3172-07
Total Sulfur	%, adb	0.16	ASTM D. 4239-10
Gross Calorific Value	Kcal/kg, adb	4086	ASTM D. 5865-10
Ultimate Analysis :			
Carbon (C)	%, adb	41.38	ASTM D 3178-02
Hydrogen (H)	%, adb	7.00	ASTM D 3178-02
Nitrogen (N)	%, adb	1.14	ASTM D 3179-02
Oxygen (O)	%, adb	41.52	ASTM D 3176-02
Chemical Analysis of Ash :			
Silicone Dioxide (SiO ₂)	%	26.82	ASTM D 6349-09
Aluminium Trioxide (Al ₂ O ₃)	%	0.87	ASTM D 6349-09
Iron Trioxide (Fe ₂ O ₃)	%	1.07	ASTM D 6349-09
Titanium Dioxide (TiO ₂)	%	0.07	ASTM D 6349-09
Calcium Oxide (CaO)	%	5.52	ASTM D 6349-09
Magnesium Oxide (MgO)	%	7.62	ASTM D 6349-09
Potassium Oxide (K ₂ O)	%	49.81	ASTM D 6349-09
Sodium Oxide (Na ₂ O)	%	2.08	ASTM D 6349-09
Phosphorus Pentoxide (P ₂ O ₅)	%	4.05	ASTM D 6349-09
Sulphur Trioxide (SO ₃)	%	1.70	ASTM D 1757-03
Manganese Dioxide (MnO ₂)	%	0.08	ASTM D 6349-09

Tabel 2. 7 Analisis *proximate*, *ultimate* dan *ash* cangkang Sumber : PT Wijaya Karya 2012

Parameter	Unit	Results	Method
Total Moisture	%, ar	19.3	ASTM D. 3302-10
Proximate Analysis :			
- Moisture in Analysis	%, adb	12.8	ASTM D.3173-08
- Ash Content	%, adb	1.8	ASTM D.3174-04
- Volatile Matter	%, adb	66.7	ISO 562-2010
- Fixed Carbon	%, adb	18.7	ASTM D.3172-07
Total Sulfur	%, adb	0.11	ASTM D. 4239-10
Gross Calorific Value	Kcal/kg, adb	4462	ASTM D. 5865-10
Ultimate Analysis :			
Carbon (C)	%, adb	46.60	ASTM D 3178-02
Hydrogen (H)	%, adb	7.05	ASTM D 3178-02
Nitrogen (N)	%, adb	0.42	ASTM D 3179-02
Oxygen (O)	%, adb	44.02	ASTM D 3176-02
Chemical Analysis of Ash :			
Silicone Dioxide (SiO ₂)	%	71.37	ASTM D 6349-09
Aluminium Trioxide (Al ₂ O ₃)	%	0.80	ASTM D 6349-09
Iron Trioxide (Fe ₂ O ₃)	%	0.56	ASTM D 6349-09
Titanium Dioxide (TiO ₂)	%	0.03	ASTM D 6349-09
Calcium Oxide (CaO)	%	2.75	ASTM D 6349-09
Magnesium Oxide (MgO)	%	4.59	ASTM D 6349-09
Potassium Oxide (K ₂ O)	%	10.19	ASTM D 6349-09
Sodium Oxide (Na ₂ O)	%	1.18	ASTM D 6349-09
Phosphorus Pentoxide (P ₂ O ₅)	%	3.98	ASTM D 6349-09
Sulphur Trioxide (SO ₃)	%	4.23	ASTM D 1757-03
Manganese Dioxide (MnO ₂)	%	0.14	ASTM D 6349-09

Tabel 2. 8 Analisis limbah kelapa sawit (*dry ash free*)

Sampel		Limbah Padat kelapa sawit		
		Cangkang	Fiber	Tankos
C	wt % (dry ash free)	49,37	45,08	44,1
H		5,65	6,1	6,41
N		0,44	1,61	1,21
S		0,02	0,15	0,11
O		44,52	47,06	48,17

Tabel 2. 9 Analisis limbah sawit % *air dry*

Sampel		Limbah Padat kelapa sawit		
		Cangkang	Fiber	Tankos
Moisture	wt % air dry	4,52	6,69	44,1
VM		82,86	84	6,41
FC		11,02	2,71	1,21
Ash		1,61	8,4	0,11
Fuel Ratio		0,13	0,03	0,02
VM: Volatile meter				
FC : Fix Carbon				

Sumber data : Analisis kalori biomasa sawit, FT Universitas Andalas, 2012

Dari hasil data terlihat bahwa biomasa sawit banyak mengandung moisture & volatile matter sehingga sebelum terjadi pembakaran dalam boiler perlu proses gasifikasi bahan bakar dan pirolisis sampai terjadi pembakaran dengan memanfaatkan excess air dari udara sekunder untuk terjadi pembakaran yang sempurna.

Untuk kadar ash content yang cukup tinggi, serta kadar kalium/potasium unsur (K) serta cl (clorida) yang biasanya cukup tinggi akan berpotensi terjadinya slagging dan fouling pada sistem perpindahan panas di komponen ketel uap seperti generating pipe, economizer, superheater. Unsur tersebut pada saat terbakar didalam rangka bakar akan terjadi clinker pada suhu dibawah 600 °C, yang akan menyebabkan lapisan clinker dalam ruang dapur boiler yang mengganggu proses perpindahan panas & reaksi pembakaran bahan bakar. Sementara bila terjadi melting point akan mengganggu mekanisme operasional grate boiler.

Untuk proses pembakaran dengan suhu dapur 950 – 1.100°C, unsur potasium dan klorida berpotensi menjadi senyawa aerosol yang terbawa bersama dengan fly ash, hal ini berpotensi membentuk lapisan kotoran pada alat penukar panas ketel maupun erosi pada sisi pipa api Boiler. Dengan analisis data tersebut dapat dibuat desain boiler yang handal dalam mengelola bahan bakar biomasa sawit sehingga lebih efisien.

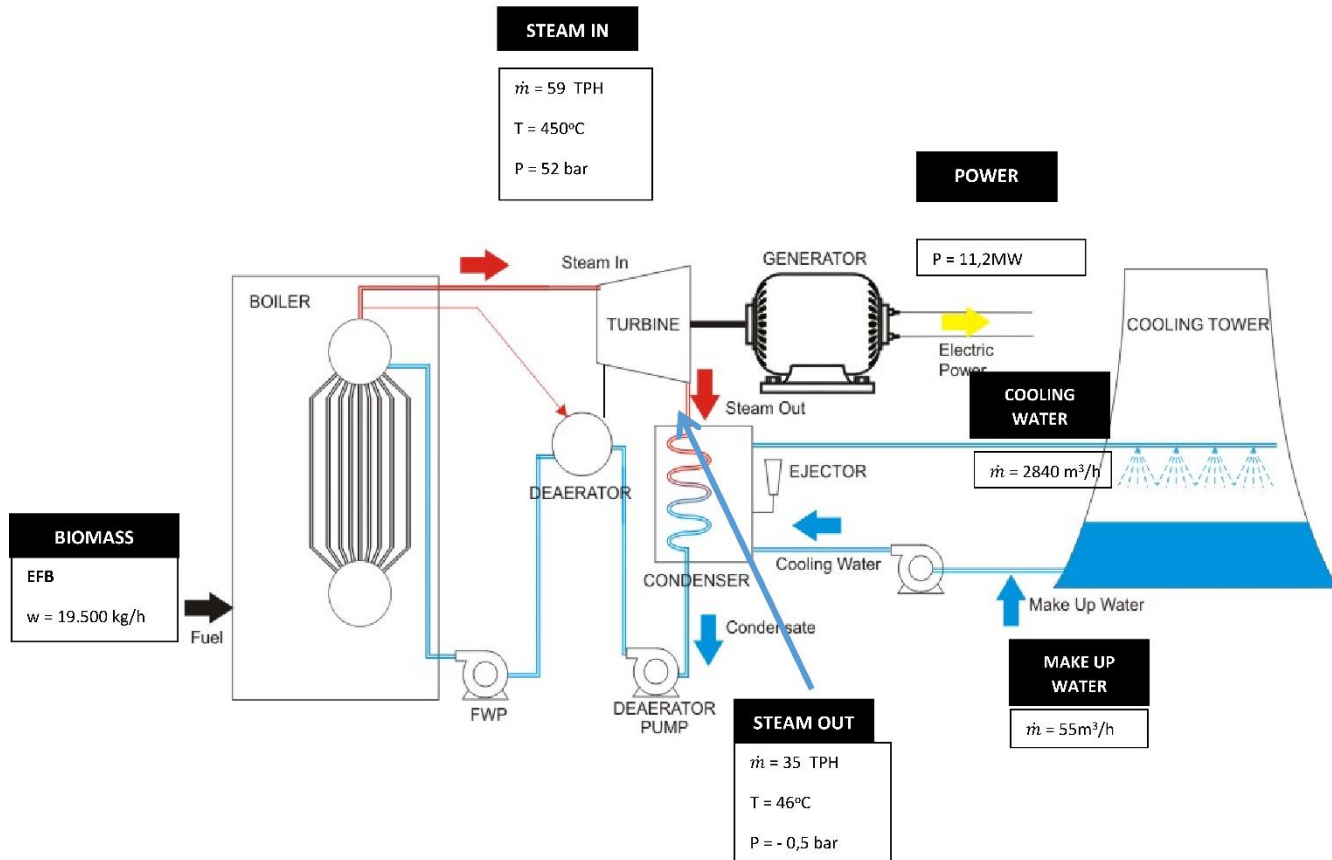
D. ANALISIS TEKNOLOGI PEMBANGKIT BIOMASSA

1. Neraca Massa/uap

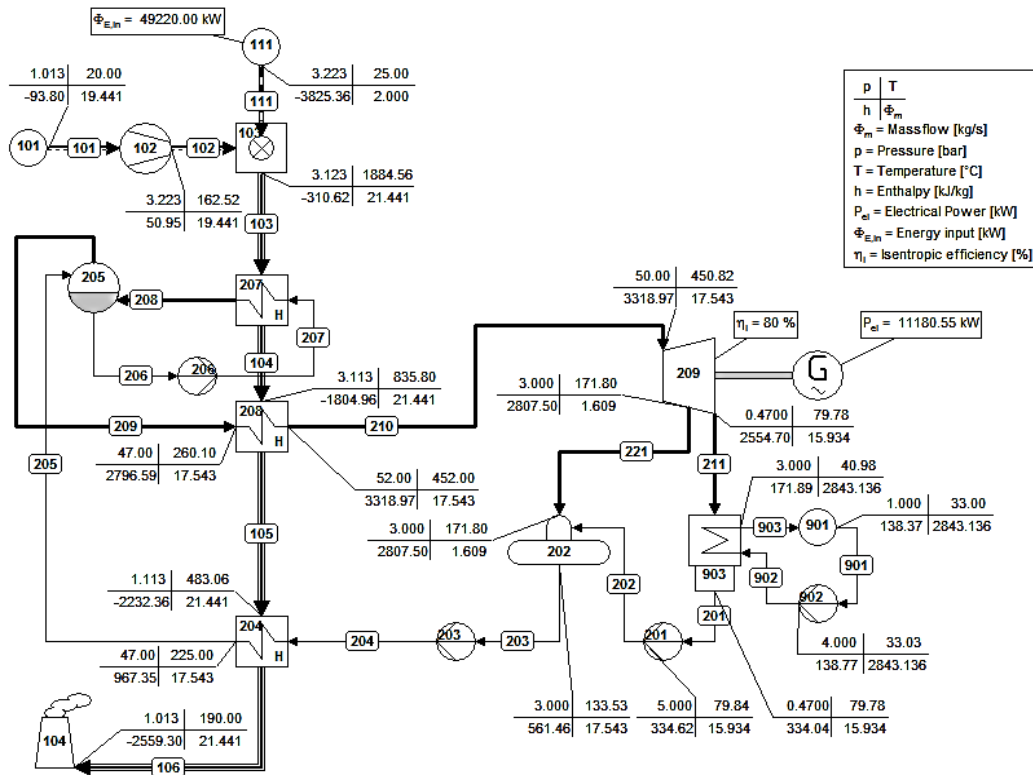
Bahan bakar pembangkit terdiri atas EFB, cangkang dan biogas. EFB sebanyak 19.500 kg/jam dengan nilai kalori 2.200 kCal/kg. Tekanan uap masuk ke turbin sebesar 52 bar dengan suhu 450°C dengan mass flow rate sebesar 55 ton/jam, maka entalphi uap masuk sebesar 3.311 kJ/kg. Tekanan uap keluar turbin sebesar -0,5 bar gauge (vacuum) dengan suhu 46°C dengan mass flow rate sebesar 81 ton/jam sehingga memiliki entalphi uap keluar sebesar 2.645 kJ/kg.

Berdasarkan tekanan, suhu, mass flow rate tersebut maka daya terbangkit sebesar 10,1 MW. Air yang dibutuhkan dalam cooling tower sebesar 3.471ton/jam. Untuk input air yang baru dibutuhkan sebagai make up water sebesar 59 ton/jam. Neraca massa dan uap disajikan dalam gambar 2.17.

Deaerator dipanasi menggunakan uap sehingga diperoleh entalphi sebesar 561 kJ/kg. Kemudian air dipanasi dengan udara panas dari chimney dengan entalphi sebesar 967 kJ/kg. Superheater boiler menghasilkan entalphi sebesar 3.188 kJ/kg. Efisiensi turbin sebesar 80% dan efisiensi generator sebesar 90% sehingga menghasilkan daya sebesar 10,1 MW. Detail tekanan, suhu dan entalphi disajikan dalam Gambar 2.18.



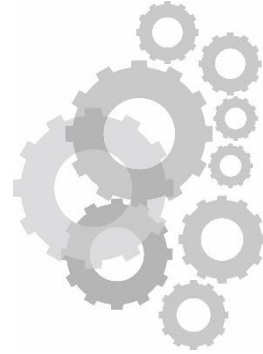
Gambar 2. 17 Neraca Massa/Uap Pembangkit



Gambar 2. 18 Neraca Massa/Uap Detail Pembangkit (*cycle tempo software*)

BAB III

DESAIN DAN JENIS TURBIN UAP



A. PERTIMBANGAN DESAIN UMUM

Uap digunakan untuk proses pemanasan di industri besar. Salah satu peralatan yang menggunakan uap adalah turbin uap, sebagai mesin panas.

Turbin uap digunakan dalam industri untuk beberapa tujuan penting:

- 1) untuk menghasilkan listrik dengan menggerakkan generator listrik dan
- 2) untuk menggerakkan peralatan seperti kompresor, kipas, dan pompa.

Desain Steam Turbine dipengaruhi oleh faktor-faktor, termasuk persyaratan proses, ekonomi dan safety. Pedoman desain teknik ini mencakup elemen dasar Turbin Uap dengan detail yang cukup untuk memungkinkan seorang insinyur merancang Turbin Uap bersama inlet dan output yang sesuai, laju steam, perubahan entalpi dan jumlah stage. Bagian teori menjelaskan sifat-sifat uap, jenis dan karakteristik turbin uap, efisiensi turbin uap dan cara menghitung ukuran dan pemilihan turbin uap.

Mesin panas adalah mesin yang mengubah energi panas menjadi energi mekanik. Uap turbin diklasifikasikan sebagai mesin panas. Mesin panas lainnya adalah pembakaran internal mesin dan turbin uap. Turbin uap digunakan dalam industri untuk menghasilkan listrik dengan menggerakkan generator listrik dan untuk menggerakkan peralatan seperti kompresor, kipas, dan pompa. Turbin uap tersedia

untuk berbagai macam kondisi uap, daya, dan kecepatan. Untuk setiap desain parameternya adalah (sebagai contoh):

Tekanan Masuk, psig 30 - 2000

Suhu masuk, ° F jenuh - 1000

Tekanan Buang, psig jenuh - 700

Daya 5 - 100.000 HP

Kecepatan, rpm 1800 - 14.000

Turbin uap memiliki satu set stasioner sudu (disebut nozel) dan satu set sudu bergerak yang berdekatan (disebut bucket atau sudu rotor) dipasang di dalam casing. Dua set sudu bekerja bersama sehingga uap memutar poros turbin dengan beban terhubung. Nozel diam mempercepat uap hingga kecepatan tinggi serta memperluasnya ke tekanan yang lebih rendah. Disk berputar memutar mengubah arah aliran uap, dengan demikian menciptakan gaya pada sudu itu, karena beroda geometri, memanifestasikan dirinya sebagai torsi pada poros tempat roda bersudu dipasang. Kombinasi torsi dan kecepatan adalah daya keluaran turbin.

Turbin uap yang digunakan sebagai penggerak untuk proses biasanya beroperasi pada kisaran kecepatan, berbeda dengan turbin yang digunakan untuk menggerakkan generator listrik yang memiliki kecepatan hampir tetap. Turbin uap memungkinkan uap mengembang dan mencapai kecepatan tinggi. Kemudian mengubah energi kecepatan ini menjadi energi mekanik.

Turbin uap penggerak mekanis dikategorikan sebagai:

- Single stage atau multi stage
- Kondensasi atau non-kondensasi
- Ekstraksi atau penerimaan
- Impuls atau reaksi

B. JENIS-JENIS TURBIN UAP

1. Berdasarkan Stage

a. Single stage

Dalam turbin single stage atau satu tahap, uap dipercepat melalui satu riam diam nozel dan diarahkan ke sudu berputar pada roda turbin untuk menghasilkan tenaga. Desain Rateau memiliki satu baris bucket per tahap. Desain Curtis memiliki dua barisan bucket per tahap dan membutuhkan satu set baling-baling berputar antara yang pertama dan yang lainnya bucket ember baris kedua untuk mengarahkan aliran uap. Turbin satu tahap biasanya terbatas pada sekitar 2.500 HP dan untuk unit yang lebih besar butuh desain khusus. Di bawah 2500 HP, pilihan antara single dan multi stage biasanya aspek ekonomis. Turbin single stage memiliki harga lebih rendah namun membutuhkan lebih banyak uap daripada multi stage karena efisiensi turbin satu tahap yang lebih rendah.

b. Multi Stage

A multi-stage turbine utilizes either a Curtis or Rateau first stage followed by one or more Rateau stages. The following criteria are used for selection steam turbine type

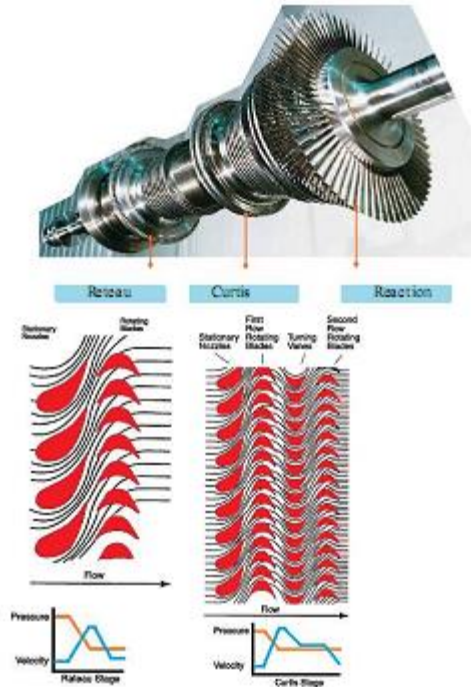
1. Curtis (Stand alone or Single Stage)

- a. Compact*
- b. Power is relative small (up to 2000 kW).*
- c. Speed is relative low (up to 6000 rpm, except for special design up to 12000 rpm).*
- d. Enthalpy drop is high.*

2. Rateau (Multi rows)

- a. Efficiency is higher than Curtis*
- b. Power is high (up to 30,000 kW)*

- c. Generally, speed is higher than Curtis (up to 15000 rpm)
- d. Enthalpy drop for each row lower than Curtis but still high, higher than Reaction



Gambar 3. 1 Penataan Sudu Turbin Uap

2. Berdasarkan Geometri Sudu

Dalam turbin uap, uap dengan entalpi tinggi (tekanan dan suhu tinggi) nozel masuk lebih luas (sudu stasioner) di mana energi kinetik meningkat dengan menghasilkan energi tekanan (peningkatan kecepatan karena penurunan tekanan). Energi kinetik (kecepatan tinggi) diubah menjadi energi mekanik (rotasi peningkatan poros torsi atau kecepatan) dengan prinsip impuls dan reaksi.

Seperti dalam kasus selang pemadam kebakaran, aliran air yang dikeluarkan dari nozzle, kecepatannya meningkat, sehingga mendorong dengan kekuatan yang cukup besar. Turbin yang

memanfaatkan gaya impulsif berkecepatan tinggi dari uap dikenal sebagai turbin impuls. Sementara air keluar dari nozel selang pemadam kebakaran meningkat kecepatannya karena adanya kekuatan reaksioner pada nozzle. Hal ini karena gaya reaksioner berlawanan arah dengan aliran air. Turbin yang menghasilkan gaya reaksi yang dihasilkan oleh aliran uap melalui nozel adalah reaksi turbin.

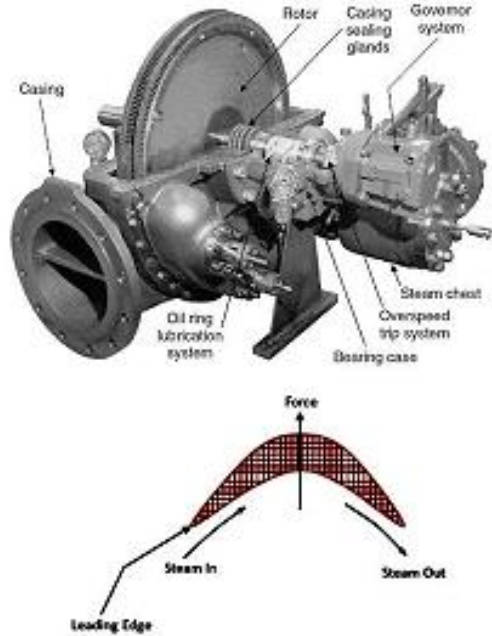
a. Turbin Impuls

Prinsip impuls adalah mengubah momentum aliran, yang diarahkan ke arah sudu yang bergerak oleh sudu stasioner. Dorongan kekuatan mendorong sudu bergerak ke depan. Energi ini diubah menjadi energi mekanik dengan memutar poros dalam nozel turbin. Energi kinetik yang akan dikonversi menjadi sudu menjadi energi mekanis dan ditransfer melalui rotor, poros dan kopleng ke beban. Penurunan enthalpi cukup tinggi untuk setiap sudu yang bergerak.

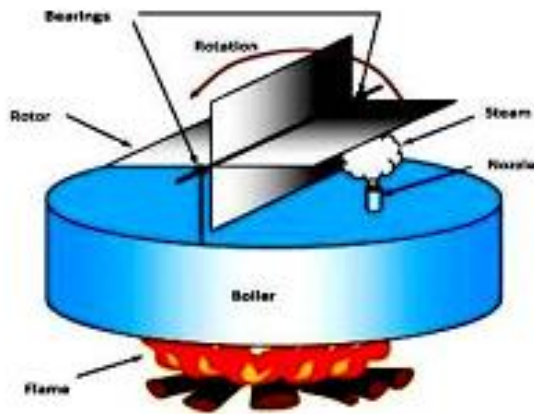
Turbin impuls memiliki satu velocity-compounded (kecepatan diserap oleh sudu) dan 4 pressure-compounded. Kecepatan diserap dalam 2 tahap melalui 2 baris awal dalam sudu. Dalam sudu yang bergerak kecepatan menurun sedangkan tekanan dipertahankan tetap. Sudu impuls biasanya simetris dan memiliki input dan output dengan sudut sekitar 20° . Mereka umumnya dipasang di bagian tekanan yang lebih tinggi pada bagian turbin di mana volume spesifik uap rendah dan membutuhkan area aliran yang lebih kecil, dibandingkan tekanan yang lebih rendah. Sudu impuls pendek dengan penampang konstan.

Dalam turbin impuls murni, ketika uap melewati sudu stasioner, hal tersebut menyebabkan penurunan tekanan. Tidak ada penurunan tekanan dalam uap saat melewati sudu berputar. Oleh karena itu, dalam turbin impuls, semua perubahan energi tekanan menjadi energi kinetik

terjadi pada sudu stasioner, sedangkan perubahan energi kinetik menjadi energi mekanik terjadi di sudu turbin yang bergerak.



Gambar 3. 2 *Single Stage Turbin Uap Cutaway*

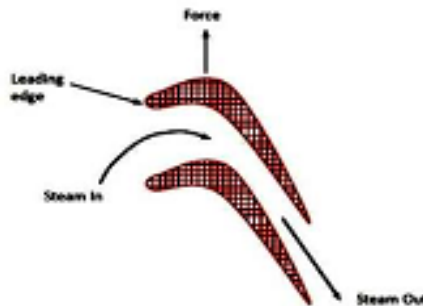


Gambar 3. 3 Prinsip Turbin Impuls

b. Turbin Reaksi

Prinsip turbin reaksi terdiri dari gaya reaksi pada sudu bergerak karena uap dipercepat melalui nozel. Nozel sebenarnya dibuat oleh sudu. Dalam turbin reaksi, tidak ada nozzle untuk mengubah energi uap menjadi energi mekanik. Setiap tahap turbin terdiri dari seperangkat sudu stasioner dan deretan putaran sudu pada poros. Sudu yang bergerak bekerja karena perbedaan tekanan antara uap depan dan di belakang sudu yang bergerak. Karena ada penurunan tekanan terus menerus di setiap tahap, uap diterima sekitar seluruh keliling sudu sehingga sudu stasioner membentang di seluruh lingkaran. Uap melewati sudu stasioner yang mengarahkan uap ke sudu yang berputar. Saat uap lewat sudu berputar ini, ada penurunan tekanan dari sisi input ke sisi output yang meningkatkan kecepatan uap dan menghasilkan rotasi oleh reaksi uap pada sudunya.

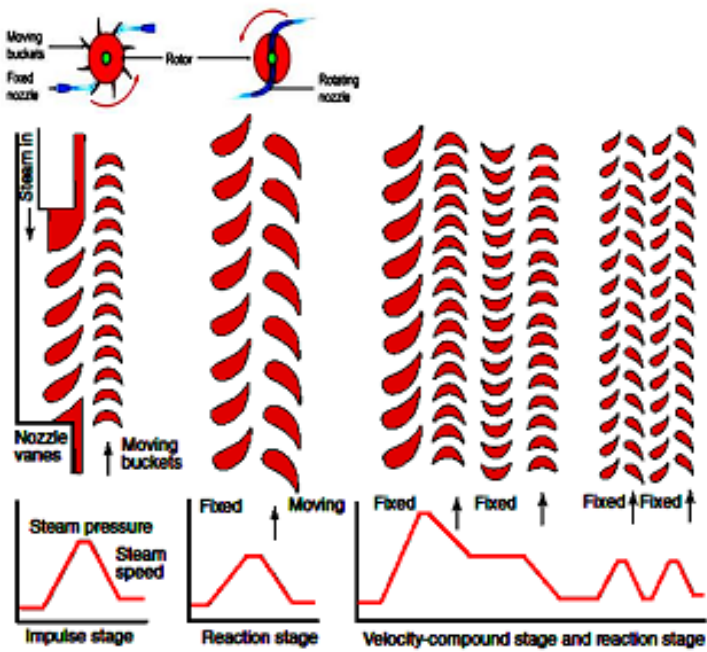
Secara umum, turbin reaksi tidak berdiri sendiri, tetapi bekerja di belakang turbin impuls apakah dibangun dalam satu rotor atau pada rotor yang terpisah, tetapi masih terhubung dengan kopling. Tujuan dari turbin impuls adalah untuk mengontrol kecepatan dan mengurangi entalpi uap ke tingkat yang ditentukan. Turbin reaksi hanya menerima kondisi uap dari sudu impuls. Tahap reaksi didahului oleh tahap impuls kecepatan majemuk awal di mana penurunan tekanan besar terjadi. Ini menghasilkan turbin yang lebih pendek dan lebih murah.



Gambar 3. 4 Penampang Sudu Turbin Reaksi

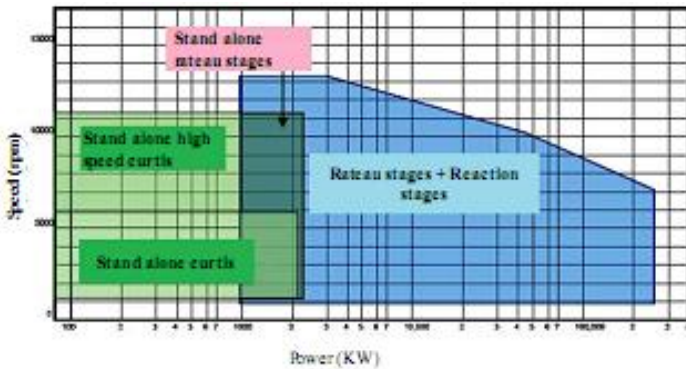


Gambar 3. 5 Prinsip Turbin Reaksi



Gambar 3. 6 Diagram perbedaan turbin reaksi dan impuls

Kisaran pengoperasian turbin uap dapat ditampilkan dalam grafik Kecepatan - Daya seperti gambar berikut.



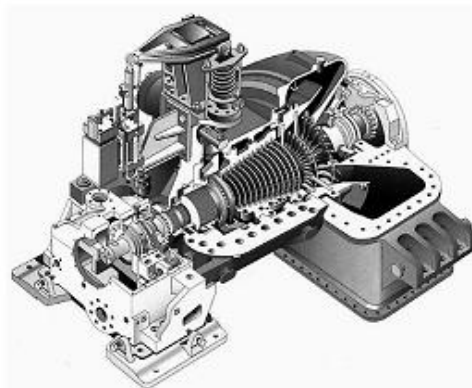
Gambar 3. 7 Area Operasional Turbin Uap

3. Berdasarkan suplai Uap

Saat menentukan turbin sesuai kebutuhan dan kondisi gas buang, mereka dikategorikan sebagai kondensasi (condensing) dan non-kondensasi (non condensing) atau tekanan balik (back pressure), reheat-condensing, dan ekstraksi & induksi.

a. Turbin condensing

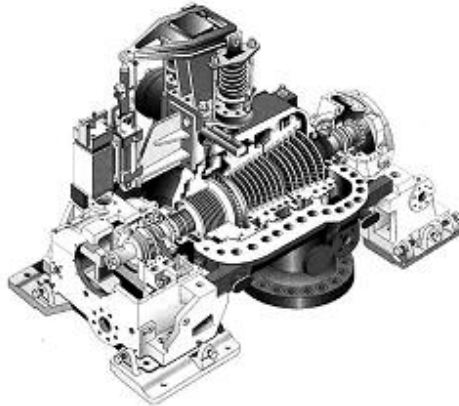
Turbin uap jenis ini digunakan terutama sebagai penggerak untuk generator listrik di pembangkit listrik. Tekanan uap yang keluar (exhaust) lebih rendah dibandingkan tekanan atmosfer ke kondensor.



Gambar 3. 8 Bagian Turbin uap *condensing* dengan *output* 65 MW

- b. Turbin non kondensasi (*non condensing*) atau tekanan balik (*back pressure*).

Jenis turbin ini digunakan terutama di pabrik pengolahan, di mana tekanan uap exhaust dikendalikan oleh stasiun pengendali yang mempertahankan tekanan uap sesuai dengan tekanan yang dibutuhkan. Gambar 3.9 menunjukkan pengaturan turbin back pressure.



Gambar 3. 9 Bagian Turbin uap *Backpressure output 28 MW*

- c. Turbin kondensasi panas ulang (*Condensing reheat Turbine*).

Turbin jenis ini digunakan terutama di pembangkit tenaga listrik. Di unit-unit ini, uap utama keluar dari bagian turbin bertekanan tinggi dan dikembalikan ke boiler, di mana ia dipanaskan dengan peningkatan suhu uap yang terkait. Uap sekarang berada pada tekanan yang lebih rendah tetapi seringkali pada suhu superheat yang sama dengan kondisi uap awal, dan dikembalikan ke tekanan sedang dan / atau rendah bagian turbin untuk ekspansi lebih lanjut.

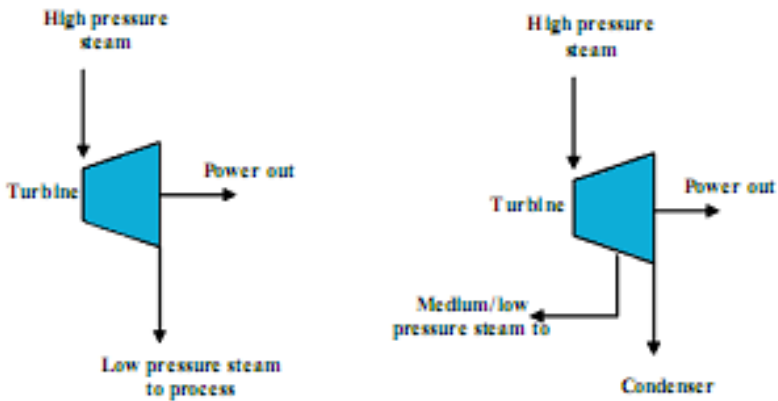
- d. Turbin ekstraksi dan induksi.

Turbin jenis ini juga ditemukan terutama di pabrik pengolahan. Pada turbin ekstraksi, uap diambil dari turbin di berbagai titik ekstraksi dan digunakan sebagai uap untuk proses. Dalam turbin induksi, uap

bertekanan rendah dimasukkan ke dalam unit di sebuah tahap menengah untuk menghasilkan daya tambahan.



Gambar 3. 10 Bagian Turbin Uap Ekstraksi *condensing*



Gambar 3. 11 Neraca Turbin *Backpressure* dan Ekstraksi

4. *Casing* atau pengaturan poros.

Turbin uap juga diklasifikasikan berdasarkan susunan selubung atau porosnya sebagai tunggal, tandem-compound, atau cross-compound dan dijelaskan sebagai berikut:

a. Casing tunggal.

Ini adalah pengaturan dasar untuk unit yang lebih kecil, di mana menggunakan satu casing dan poros.

b. Casing Tandem-compound.

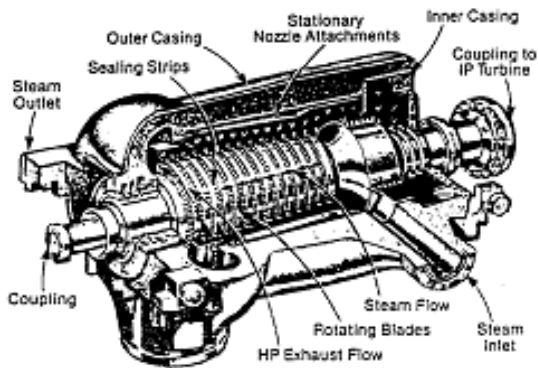
Pengaturan ini memiliki dua atau lebih selubung pada satu poros yang menggerakkan generator.

c. Casing cross-compound.

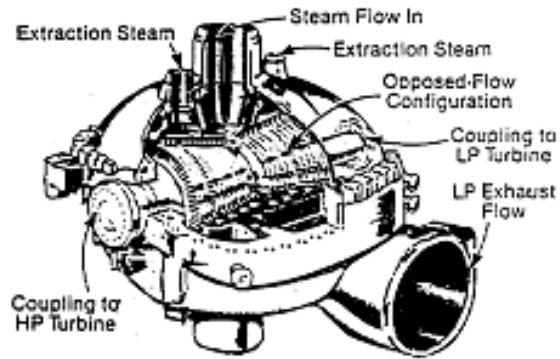
Pengaturan ini memiliki dua atau lebih poros dengan masing-masing poros menggerakkan generator. Unit-unit ini ditemukan dalam pembangkit utilitas listrik besar.

C. KOMPONEN TURBIN UAP

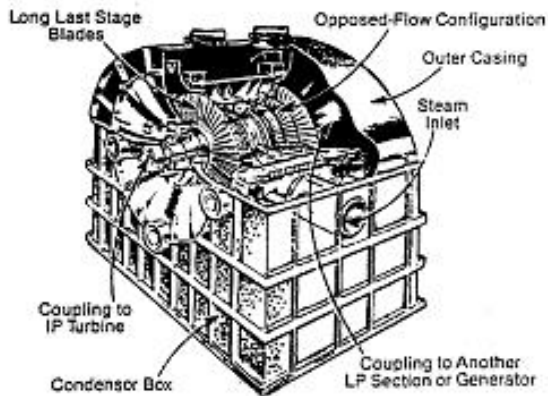
Turbin terdiri dari poros, yang memiliki satu atau lebih disk yang dipasang pada baling-baling yang bergerak, dan selubung di mana sudu stasioner dan nozel dipasang. Poros dalam casing menggunakan bantalan secara vertikal dan beban keliling oleh bantalan dorong aksial yang menahan gerakan aksial yang disebabkan oleh aliran uap melalui turbin. Segel di dalam casing untuk mencegah uap melewati sudu turbin. Bagian utama dari turbin ditunjukkan pada Gambar 3.12.



(a)



(b)



(c)

Gambar 3. 12 Tekanan Tinggi (a), menengah (b) dan rendah (c) potongan turbin uap

Tabel 3. 1 Mekanisme kegagalan sudu turbin (Latcovich et al, 2005)

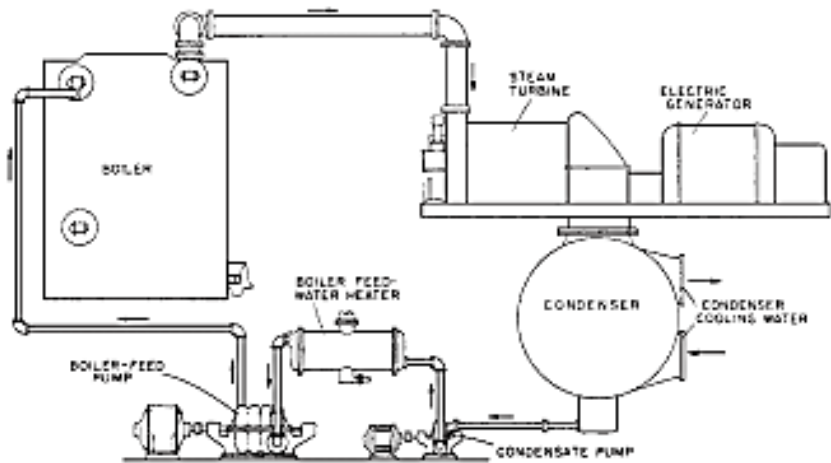
Failure Mechanism	Resultant Damage	Cause(s) of Failure
Corrosion	Extensive pitting of airfoils, shrouds, covers, blade root surfaces	Chemical attack from corrosive elements in the steam provided to the turbine
Creep	Airfoils, shrouds, covers permanently deformed	Deformed parts subjected to steam temperatures in excess of design limits
Erosion	Thinning of airfoils, shrouds, covers,	1) Solid particle erosion from very fine debris and scale in the steam provided

Failure Mechanism	Resultant Damage	Cause(s) of Failure
	blade roots	in the turbine 2) Water droplet erosion from steam which is transitioning from vapor to liquid phase in the flowpath
Fatigue	Cracks in airfoils, shrouds, covers, blade roots	1) Parts operated at a vibratory natural frequency 2) Loss of part dampening (cover, tie wire, etc.) 3) Exceeded part fatigue life design limit 4) Excited by water induction incident = water flashes to steam in the flowpath
Foreign/Domestic Object Damage (FOD/DOO)	Impact damage (dents, dings, etc.) to any part of the blading	Damage from large debris in steam supplied to the turbine (foreign) or damage from debris generated from an internal turbine failure (domestic) which causes downstream impact damage to components
Stress Corrosion Cracking (SCC)	Cracks in highly stressed areas of the blading	Specialized type of cracking caused by the combined presence of corrosive elements and high stresses in highly loaded locations
Thermal Fatigue	Cracks in airfoils, shrouds, covers, and blade roots	Parts subjected to rapidly changing temperature gradients where thick sections are subjected to high alternating tensile and compressive stresses during heat-ups and cool-downs or when a water induction incident occurs where the inducted cool water quenches hot parts

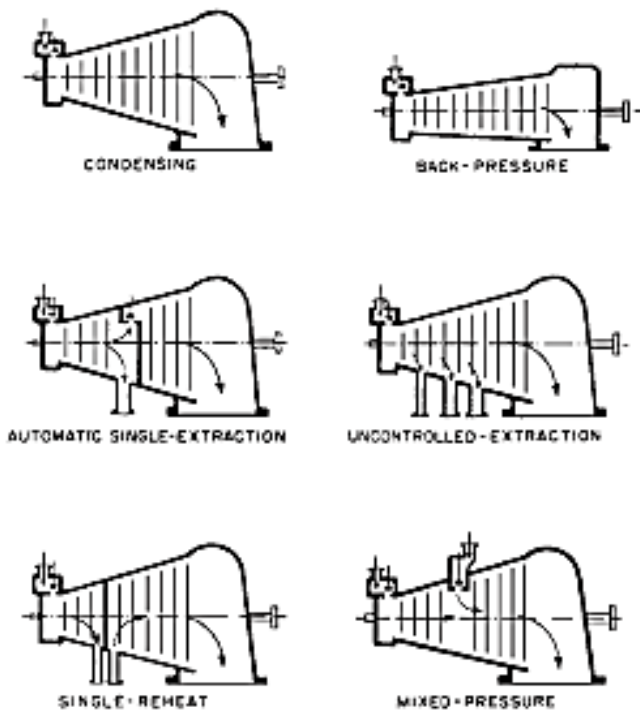
3. *Reaction (Multi row reaction + 1 row impulse for control stage)*

- a. Lebih efisien
- b. Daya yang tinggi
- c. Kecepatan tinggi (up to 15000 rpm)
- d. Enthalpi bagian tekanan rendah sangat rendah
- e. Untuk tekanan uap yang rendah

Berikut contoh gambar berbagai jenis turbin tunggal.



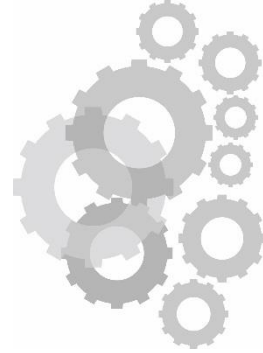
Gambar 3. 13 Siklus Pembangkit simple memperlihatkan fluida kerja, uap dan air melawati siklus tertutup



Gambar 3. 14 Jenis turbin silinder tunggal. Jenis turbin silinder tunggal

BAB IV

AKSESORIS TURBIN



A. AKSESORI PERALATAN

1. *Governor* Pengendali Kecepatan

Sistem *governor* pengendali kecepatan terdiri dari yang berikut:

- Elemen yang peka terhadap kecepatan
- Mekanisme pertautan atau penguatan kekuatan yang mentransmisikan gerakan dari *governor* ke katup kontrol uap
- Katup kontrol uap (katup pengatur)

Beban dipasang di seberangnya sisi berputar, bergerak ke luar dengan gaya sentrifugal melawan pegas ketika kecepatan turbin meningkat. Tindakan ini mengaktifkan katup uap masuk karena:

- Keterkaitan mekanis
- Pengoperasian katup pilot sistem hidrolis, yang mengakui atau melepaskan oli ke sebelah sisi situs piston listrik, atau ke satu sisi piston pegas (gerakan power piston membuka atau menutup katup uap)

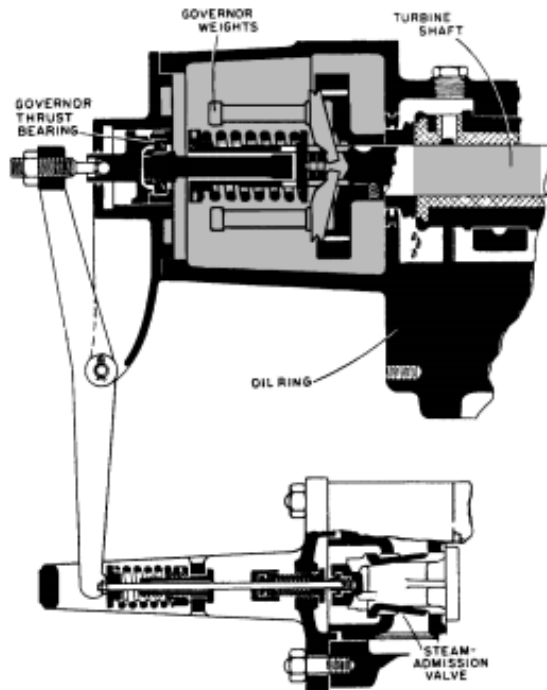
Unit sedang dan besar dilengkapi dengan sistem hidrolis relai ganda untuk meningkatkan kekuatan *governor* sentrifugal dan mengurangi waktu respons sistem. Katup intersep dipasang di hulu turbin tekanan menengah. Valve ini ditutup oleh *governor* pada *load rejection* (pembukaan pemutus sirkuit sebagai akibat dari gangguan dalam transmisi) atau pengurangan beban secara mendadak. Katup intersep mengganggu aliran uap dari turbin bertekanan tinggi, *reheater*,

dan perpipaan ke turbin tekanan, sehingga mencegah kecepatan berlebih turbin. *Governor* Tekanan

Governor turbin tekanan balik dan ekstraksi otomatis dirancang untuk mempertahankannya ekstraksi konstan atau tekanan gas buang, tidak tergantung pada bebannya. Sinyal dari transduser tekanan dikomunikasikan ke katup kontrol ekstraksi uap dan *governor*, yang mengontrol aliran uap ke turbin. Pada turbin ekstraksi otomatis, *governor* mengoordinasikan sinyal dari transduser tekanan dan kecepatan untuk mempertahankan kecepatan agar selalu konstan.

2. Persyaratan Lubrikasi

Bagian-bagian yang membutuhkan pelumasan termasuk jurnal dan bantalan, sistem kontrol hidrolik, segel poros minyak, roda gigi, koping fleksibel, dan roda gigi belok.



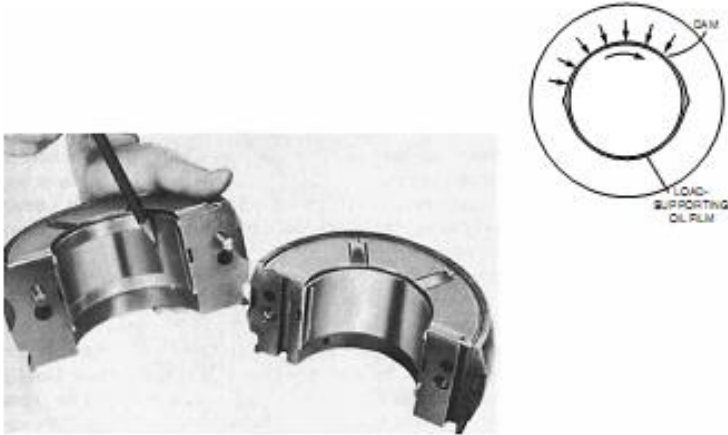
Gambar 4. 1 *Governor* kecepatan mekanik.

3. Bantalan Jurnal

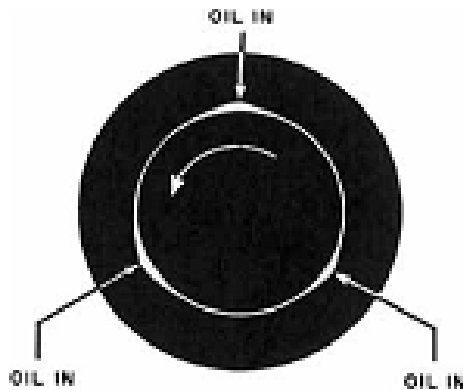
Bantalan jurnal hidrodinamik digunakan untuk mendukung turbin uap dan generator. Karena jarak yang sangat dekat antara sudu bergerak dan casing, bantalan ini harus selaras secara akurat dan harus beroperasi tanpa keausan yang berarti untuk mempertahankan poros di dalamnya dan menghindari kerusakan pada mata sudu. Bantalan biasanya horizontal dan dilapisi dengan timah-lunak (logam lunak).

Lorong dan alur di dalam bantalan turbin dirancang untuk memungkinkan lebih banyak oli yang diperlukan untuk pelumasan. Minyak tambahan diperlukan untuk menghilangkan panas gesekan dan panas bantalan sepanjang poros dari bagian turbin yang panas. Aliran minyak harus mempertahankan bantalan pada suhu operasi yang tepat. Dalam sebagian besar aplikasi, oli meninggalkan bantalan sekitar 160° F (71° C). Sistem pengangkat oli (oli pengangkat) diperlukan untuk sebagian besar turbin besar untuk mengangkat turbin dan mengurangi kemungkinan kerusakan selama *start-up* dan shutdown. Sistem oli jacking juga diperlukan untuk mengurangi beban awal pada putaran gigi. Pompa perpindahan positif menghasilkan oli tekanan tinggi ke bukaan di bagian bawah dari bantalan. Oli bertekanan tinggi mengangkat poros dan mengapungkannya pada lapisan oli hingga poros kecepatannya cukup tinggi untuk membuat hidrodinamik antara poros dan babbitt. Fenomena yang dikenal sebagai cambuk minyak atau pusaran minyak terjadi dalam bearing yang bebanan yang relatif ringan dan kecepatan tinggi. Bagian tengah jurnal (bagian poros di dalam bantalan) merupakan posisi eksentrik dalam bantalan. Posisi ini ditentukan oleh beban, kecepatan, dan viskositas minyak. Karena posisi stabil dekat pusat bantalan, pusat jurnal mulai bergerak di jalur melingkar sampai posisi stabil. Getaran yang diciptakan oleh gerakan

ini memiliki frekuensi kurang dari setengah kecepatan poros. Pressure-pad (Gambar. 4.2), tiga-lobe (Gambar. 4.3),

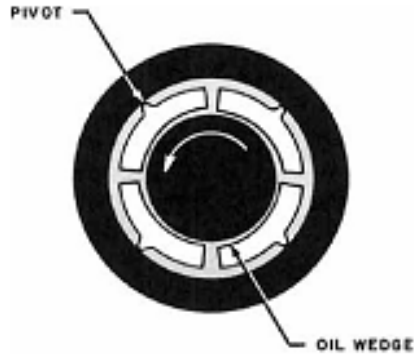


Gambar 4. 2 Bantalan tekanan.



Gambar 4. 3 Bantalan tiga lobus.

Bentuk bantalan dibentuk oleh tiga busur jari-jari yang lebih besar dari jari-jari jurnal. Ini memiliki efek menciptakan film hidrodinamik terpisah di setiap lobus, dan tekanan dalam film-film ini cenderung menjaga jurnal dalam posisi stabil.



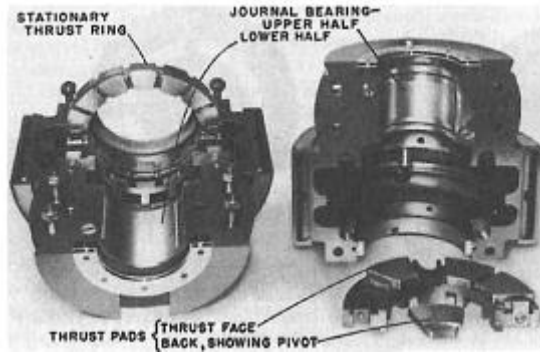
Gambar 4. 4 Bantalan *antiwhip* bantalan miring.

Seperti dalam bantalan tiga lobus, beberapa film minyak terbentuk cenderung menjaga jurnal bearing dalam posisi stabil dan bantalan miring (Gambar. 4.9) dirancang untuk menekan cambuk minyak.

4. Sistem Pengendalian Hidrolik

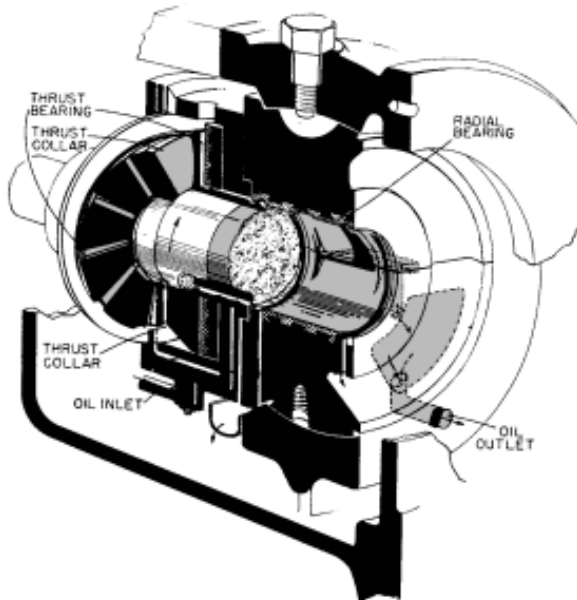
Turbin sedang dan besar menggunakan sistem kontrol hidrolik untuk mengirimkan sinyal dari transduser kecepatan atau tekanan ke katup kontrol uap. Turbin modern menggunakan elektro-sistem kontrol hidrolik yang beroperasi pada tekanan tinggi [1500 hingga 2000 psi (10,3 hingga 13,8MPa)] untuk memberikan respons cepat yang diperlukan untuk mengendalikan unit-unit ini. Sistem ini termasuk reservoir independen dan dua sistem pemompaan yang terpisah dan independen. Gas-akumulator berbebanan juga digunakan untuk menyediakan aliran fluida besar yang diperlukan setelah terjadi perubahan beban yang tiba-tiba. Kualitas cairan hidrolik yang digunakan harus dijaga secara ketat karena sifat kritis dari sistem ini (kerusakan terjadi di masa lalu karena respons yang lambat dari sistem *governor*). Cairan harus disaring dan kontaminasi partikulat harus dijaga dalam batas yang ketat. Pemanas dan pendingin digunakan untuk menjaga suhu dan viskositas dalam kisaran yang sempit. Cairan tahan api (FRF) digunakan dalam sistem ini untuk mencegah

terjadinya kebakaran pada kebocoran, yang akan menyemprotkan cairan hidrolis pada pipa uap panas dan katup karnate kanan tinggi.



Gambar 4. 5 Jurnal gabungan dan bantalan dorong *tilting-pad*.

Kerah yang kaku di atas poros dipegang di tengah antara cincin dorong stasioner dan cincin dorong stasioner kedua (tidak ditampilkan) oleh dua baris bantalan miring.



Gambar 4. 6 Bantalan dorong tanah tirus dan bantalan jurnal biasa. Bantalan dorong terdiri dari kerah di poros, dua cincin bantalan stasioner, satu di setiap sisi kerah.

5. *Gear Drives*

Kecepatan turbin kadang-kadang berbeda dari kecepatan operasional peralatan yang dilayani. Untuk menyelesaikan masalah ini, maka turbin dihubungkan dengan gear atau roda gigi reduksi untuk menurunkan kecepatan turbin ke kecepatan peralatan. Roda gigi memerlukan oli pendingin dengan tempat yang terpisah, biasanya digunakan untuk menghubungkan roda gigi dari turbin ke peralatan yang digerakkan melalui kopling fleksibel. Sistem sirkulasi minyak untuk roda gigi mungkin terpisah atau menjadi satu dalam sistem turbin uap.

6. *Turning Gear*

Selama *start-up* dan shutdown, rotor harus diputar perlahan untuk menghindari pemanasan yang tidak merata atau pendinginan, yang dapat merusak atau menekuk poros. Mekanisme pembatas atau roda gigi berputar (*turning gear*) digunakan untuk tujuan ini. Roda gigi pemutar terdiri dari motor yang sementara digabungkan turbin dengan roda gigi reduksi. Kecepatan putaran gigi biasanya di bawah 100 rpm. Pompa oli digunakan untuk memberikan aliran yang memadai ke bantalan selama operasional pada kecepatan rendah. Aliran air di pendingin oli dimaksimalkan untuk meningkatkan viskositas oli dan membantu mempertahankan kualitas oli di bantalan. *Jacking oil system* dioperasikan saat roda pemutar bekerja.

B. FAKTOR-FAKTOR YANG MEMPENGARUHI LUBRIKASI

1. Sirkulasi dan Pemanasan karena Udara

Panas dihasilkan di dalam bantalan dengan gesekan dan konduksi panas di sepanjang poros. Selama mengalir pelumas dipecah menjadi butiran – butiran droplet untuk menaikkan kontak dengan udara sehingga terjadi oksidasi (kombinasi molekul minyak dengan oksigen).

Partikel logam halus hasil dari keausan atau kontaminasi dan air mempercepat proses oksidasi. Viskositas Pelumas akan meningkat seiring oksidasi tersebut. Material yang tidak larut seperti varnish dan lumpur akan tertinggal di governor, bantalan, heat exchanger, dan saringan. Akumulasi dari semuanya akan mengganggu jalannya proses kerja governor dan aliran oli ke bantalan.

Kontaminasi

Air adalah kontaminasi paling umum dalam sistem pelumasan turbin. Tiga hal yang menyebabkan timbulnya air meliputi:

1. Kebocoran antara turbin dan seal pump.
2. Kondensasi karena udara lingkungan yang lembab.
3. Air bocor pada heat exchanger

Emulsi akan terbentuk ketika minyak dicampur dengan air. Emulsi akan terpisah cepat ketika minyak baru dan bersih. Air akan mengendap di reservoir di mana ia bisa dihapus dengan peralatan pemurnian. Oksidasi atau kontaminasi minyak akan meningkatkan kecenderungan minyak untuk mengemulsi. Emulsi dapat bercampur dengan hasil oksidasi yang tidak larut dan kotoran untuk membentuk lumpur. Air dapat bergabung dengan udara untuk membentuk karat merah dan hitam, yang penampilannya sangat mirip dengan karat pada pipa.

Partikel karat memiliki efek sebagai berikut:

- Bertindak sebagai katalisator yang meningkatkan laju oksidasi minyak.
- Menyebabkan gesekan dan goresan pada bantalan dan menyebabkan keausan yang berlebihan.
- Dengan ukuran yang sangat kecil dapat masuk pada gap governor yang sangat kecil. Ini akan menyebabkan operasi governer yang tidak baik, dan dalam kasus ekstrem, kegagalan yang lebih parah (akibat operasi katup pengatur yang lambat).

Minyak dapat terkontaminasi oleh udara untuk membentuk minyak "bergelembung". Minyak ini bersifat kompresibel dan dapat menyebabkan kembang susut pada kontrol hidrolik. Ini dapat mengurangi kemampuan membawa beban lapisan minyak. Masuknya udara meningkatkan laju oksidasi. Jumlah udara yang berlebihan dapat menyebabkan buih di reservoir atau rumah bantalan.

2. Karakteristik Minyak Pelumas

Oli turbin uap harus memiliki (1) viskositas yang tepat pada suhu operasi untuk menghasilkan lapisan pelumas, dan (2) kemampuan membawa beban yang memadai untuk mengurangi keausan.

Viskositas

Jurnal dan bantalan dorong turbin uap membutuhkan pelumasan. Minyak yang memiliki viskositas lebih tinggi memberikan margin keselamatan yang lebih besar di bantalan. Namun, kerugian gesekannya tinggi. Dalam turbin berkecepatan tinggi, pembangkit panas menjadi signifikan. Sebagian besar minyak digunakan dalam hal ini memiliki viskositas Organisasi Internasional untuk Standardisasi (ISO) 32 [28,8 hingga 35,2 centistokes (cSt) pada 40 ° C]. Viskositas yang lebih tinggi digunakan dalam beberapa aplikasi, visibilitas ISO viscosity grade 46 (41,4 hingga 50,6 cSt pada 40 ° C).

Oli dengan viskositas tinggi digunakan untuk turbin diarahkan untuk menyediakan pelumasan yang memadai untuk sistem roda gigi. Sebagian besar sistem ini menggunakan minyak dengan tingkat viskositas ISO 68 (61,2 hingga 74,8 cSt pada 40 ° C).

Beberapa turbin yang menggunakan roda gigi mendinginkan minyak dalam heat exchanger sebelum mengirimkannya ke roda gigi. Peningkatan viskositas memberikan perlindungan yang lebih baik untuk roda gigi.

Kemampuan Mengangkut Beban

Turbin uap biasanya menggunakan minyak mineral. Kondisi pelumasan batas terjadi di turbin yang tidak dilengkapi dengan lift. Keausan akan terjadi dalam kondisi ini kecuali pelumas dengan kekuatan film yang ditingkatkan digunakan. Viskositas yang lebih tinggi dari oli dingin memberikan peningkatan kemampuan mengangkut beban dari lapisan minyak yang dibutuhkan selama *start-up*. Aditif juga sering digunakan dalam minyak turbin untuk meningkatkan kekuatan lapisan.

Stabilitas Oksidasi

Kemampuan untuk melawan oksidasi adalah karakteristik paling penting dari minyak turbin. Sifat ini penting dari sudut pandang retensi viskositas (ketahanan terhadap formasi lumpur, endapan, dan oxyacids minyak korosif) dan retensi pada kemampuan untuk memisahkan air, anti buih, dan pelepasan udara yang masuk.

Perlindungan Terhadap Karat

Inhibitor karat diperlukan dari minyak turbin untuk meningkatkan kemampuan perlindungan terhadap karat di permukaan besi. Inhibitor ini melapisi permukaan logam untuk menahan penetrasi air.

Kemampuan Memisahkan Air

Minyak mineral baru biasanya menahan emulsifikasi ketika ada air yang masuk. Beberapa aditif seperti inhibitor karat meningkatkan kecenderungan suatu minyak untuk mengemulsi. Dengan demikian, bahan aditif harus dipilih dengan hati-hati untuk memastikan bahwa minyak memiliki kemampuan memisahkan air yang baik.

Resistensi busa

Minyak turbin biasanya mengandung defoamant untuk mengurangi kecenderungan berbuisa. Sejak oksidasi terjadi

peningkatan kecenderungan berbusa, stabilitas oksidasi yang baik sangat penting untuk mempertahankan ketahanan terhadap busa.

Pelepasan Udara yang masuk

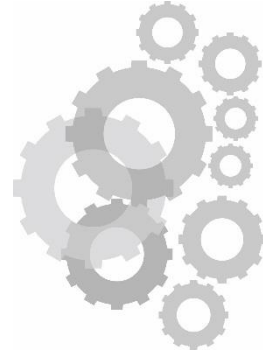
Udara yang masuk dapat menyebabkan sifat kembang susut dan menyebabkan respons yang tertunda atau tidak menentu. Beberapa aditif dapat menurunkan kemampuan minyak untuk melepaskan udara yang masuk. Oleh karena itu, pemilihan aditif harus benar benar hati hati sehingga tidak mengurangi kemampuannya untuk melepaskan udara.

Tahan api

Cairan tahan api (FRF) biasanya digunakan dalam sistem kontrol *governor* elektrohidraulik karena tekanan tinggi (hingga 3000 psi). Ester fosfat atau campuran ester fosfat dan hidrokarbon terklorinasi biasanya digunakan. Sistem ini sangat sensitif terhadap adanya kontaminan padat. Perhatian yang cukup harus diberikan pada sistim penyaringan minyak pelumas.

BAB V

TURBINE GOVERNING SYSTEM



A. SISTEM UTAMA GOVERNOR

Empat fungsi utama sistem *governor* adalah sebagai berikut:

1. Membatasi kenaikan kecepatan ke batas yang dapat diterima pada variasi beban (saat unit terputus secara tiba – tiba dari beban)
2. Mengontrol daya yang dihasilkan dengan mengontrol posisi pengaturan uap katup governing (atau katup bahan bakar dalam turbin uap)
3. Mengontrol kecepatan turbogenerator selama awal berjalan dan sinkronisasi
4. Mencocokkan daya yang dihasilkan dengan daya yang dibutuhkan oleh beban menanggapi perubahan frekuensi [hanya ketika generator beroperasi di *islanding mode* (mis., sendiri), terpisah dari jaringan.

Fungsi pertama sangat penting untuk keselamatan dan ketersediaan pabrik. Jika pemutus hubungan generator ke jaringan terbuka selama operasi normal, kecepatan poros akan meningkat secara signifikan karena penghapusan countertorque yang dihasilkan oleh generator. Aliran uap harus dikurangi secara instan untuk membatasi kenaikan kecepatan. Sebagian besar mesin punya *separate overspeed trip* untuk memastikan keselamatan instalasi dan personel setelah kegagalan governing sistem. Ini terdiri dari baut *overspeed* yang menonjol keluar dari poros. Mereka menggerakkan tuas ketika titik

kecepatan melebihi tercapai. Ini menghasilkan penurunan tekanan hidrolis oli dari sistem *governor* yang mengarah ke penutupan katup pengatur. Saat *Load Rejection* (pembukaan pemutus hubungan generator ke jaringan), sensor akselerasi mengatur katup uap dengan percepatan yang tinggi.

Setelah *Load Rejection*, *governor* harus menjaga unit pada kecepatan operasi.

Ini dilakukan karena dua alasan:

1. Memastikan kontinuitas catu daya unit dari generatornya sendiri melalui unit transformator layanan (UST).
2. Menyediakan kemampuan sinkronisasi ulang ke unit setelah penghentian kesalahan.

Catatan: Banyak masalah yang terjadi pada jaringan berumur pendek (berlangsung kurang dari 1 jam).

Initial Transient Overspeed (biasanya dibatasi kurang dari 8 persen) yang terjadi setelah *Load Rejection* disebabkan oleh dua alasan berikut:

1. Waktu respons dari katup yang mengatur (GV) atau katup berhenti darurat (ESV) untuk menutup
2. Energi uap yang tersimpan di dalam turbin dan pipa yang terkait

Gambar 5.1 mengilustrasikan sistem pengaturan listrik tipikal yang digunakan pada instalasi yang memiliki banyak turbin uap. Ini termasuk setidaknya satu sistem kontrol loop tertutup. Umpan balik utama adalah kecepatan poros turbin. Sirkuit rangkap tiga yang menggunakan sensor pickup magnetik mengukur kecepatan poros pada roda bergigi yang terletak di ujung poros tekanan tinggi (HP). Sistem elektronik modular memproses sinyal. Sistem elektronik sering terletak

di sebuah bilik yang jauh dari turbin. Sinyal keluaran dari sistem elektronik adalah diarahkan ke setiap katup uap pada turbin.

Pemrosesan bervariasi dengan setiap aplikasi. Namun, secara umum meliputi:

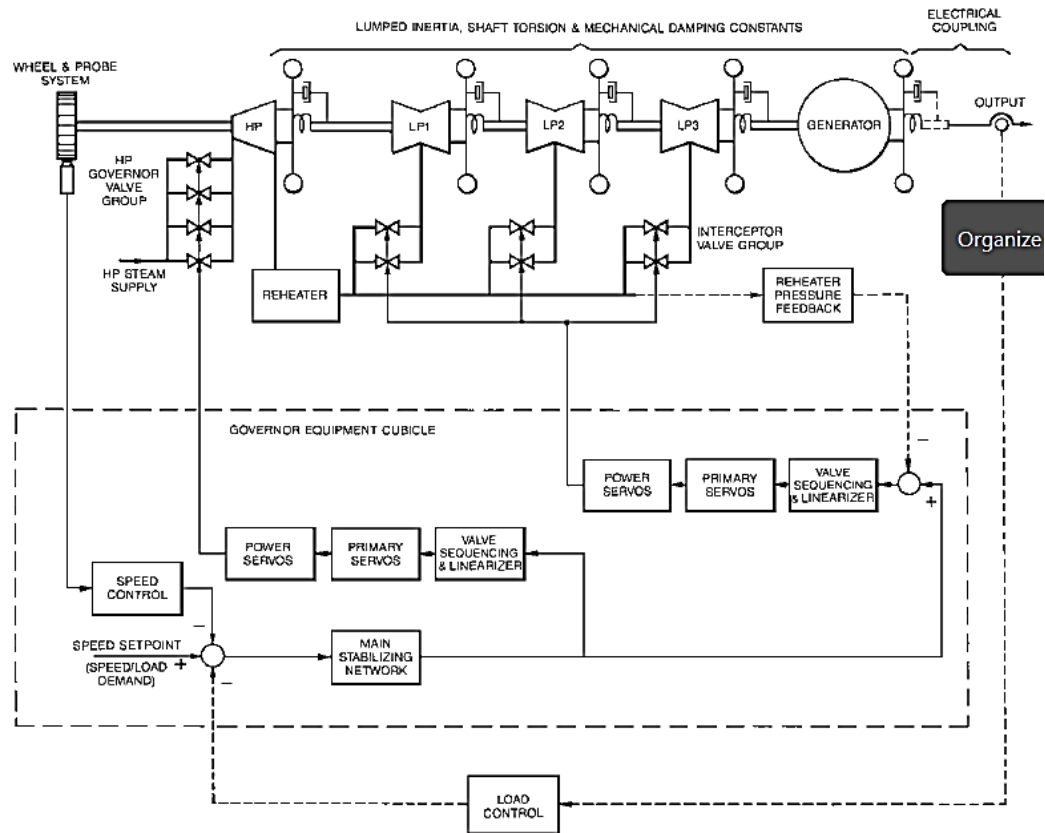
- Karakteristik kecepatan versus beban generator turbin saat mesin disinkronkan.
- Hubungan yang ditentukan sebelumnya antara posisi katup governing dan posisi katup intersep
- Fitur yang membatasi kecepatan maksimum turbogenerator
- Fitur yang membatasi output daya
- Fitur yang memungkinkan pengujian sistem

Setiap katup uap memiliki relai yang mengubah sinyal listrik berdaya rendah yang dihasilkan oleh peralatan pengolahan menjadi pergerakan batang katup. Beberapa tahap amplifikasi hidrolik digunakan karena gaya mekanik yang besar [150 kilonewton (kN)] dan waktu respon pendek [200 milidetik (ms) setelah Load Rejecton]. Sistem governor harus dapat memberikan kontrol yang baik atas beban (atau kecepatan saat mesin tidak sinkron). Pita mati khas sistem *governor* modern kurang dari ± 36 milihertz (mHz). Sensitivitasnya dalam menentukan posisi katup berada dalam 0,2 persen dari posisi yang diperlukan.

Peralatan hidrolik yang memiliki presisi tinggi dan *clearance* yang kecil digunakan untuk mencapai resolusi yang tinggi dan penguatan dari sinyal listrik yang kecil.

Sistem *governor* mekanik / hidrolik sebelumnya dipasang dengan minyak pelumas yang sama dengan turbin. Sistem *governor* modern menggunakan cairan berkualitas tinggi yang terpisah sehingga meningkatkan keandalan dan akurasi sistem. Sistem *governor* modern

juga memiliki tekanan hidrolik yang jauh lebih tinggi di aktuatornya daripada sistem *governor* sebelumnya (1500 psiversus 200 psi). Peningkatan tekanan hidrolik ini dilakukan untuk mengurangi ukuran aktuator dan waktu respons katup. Namun, tekanan hidrolik tinggi menciptakan bahaya kebakaran di pabrik. Kebocoran kecil dari sistem hidrolik tekanan tinggi menghasilkan kabut minyak yang mengendap pada bantalan dan pipa. Kebocoran minyak ini bisa dengan mudah menghasilkan api di pabrik. Sistem *governor* modern menggunakan minyak khusus yang disebut tahan api *fire-retardant fluid* (FRF). Cairan ini umumnya dikenal sebagai ester fosfat yang tidak terbakar ketika menetap di bantalan panas dan pipa.



Gambar 5. 1 Sistem pengaturan listrik diterapkan pada turbin uap basah

B. KARAKTERISTIK GOVERNOR

Semua sistem kelistrikan mengalami kegagalan. Keselamatan dijaga dalam situasi ini dengan alat perlindungan yang membuka dan memutus sirkuit untuk mengisolasi kesalahan. Sistem governor pada turbin generator harus mampu menangani *full load rejection* dengan aman dan memberikan kontribusi yang tepat untuk pengaturan frekuensi sistem. Hubungan antara beban yang terangkat dari sebuah unit dan kecepatan adalah karakteristik utama dari sistem *governor*. Gambar 5.2 menggambarkan *frequency regulation chracteristic*, juga dikenal sebagai *speed drop characteristic*, dari *governor*.

Pengaturan frekuensi keseluruhan kondisi-mapan didefinisikan sebagai di mana

$$\frac{N_0 - N_{PR}}{N_R} \times 100\%$$

NR = Rated Speed (kecepatan terbaca)

NPR = Speed at full load (kecepatan pada beban penuh)

N0 = speed at no load (kecepatan tanpa beban)

Karakteristik ini memungkinkan mesin berbagi beban dengan mesin lain dan mengizinkan operator untuk menyesuaikan beban yang dihasilkan oleh mesin. Gambar 5.3 menggambarkan bagaimana variasi setpoint kecepatan mempengaruhi beban yang dihasilkan. Jika mesin tidak disinkronkan dan setpoint kecepatan tanpa beban dinaikkan dari a1 ke a3, frekuensi akan meningkat dari a1 hingga a3. Namun, jika mesin disinkronkan ke jaringan yang beroperasi pada frekuensi konstan a1, peningkatan setpoint kecepatan tanpa beban dari a1 ke a2 dan kemudian a3 akan meningkatkan beban ke b2 dan kemudian b3. Karakteristik linier yang ditunjukkan pada Gambar 5.3 adalah untuk kasus ideal. Pada kenyataannya, karakteristiknya mungkin nonlinier.

Setpoint kecepatan tanpa beban disesuaikan antara a_1 tanpa beban dan a_3 pada beban penuh. Rentang operasi ini biasanya antara 4 dan 6 persen.

Gambar 5.3 mengilustrasikan juga fenomena setpoint kecepatan *overwound*. Jika operator menyesuaikan setpoint kecepatan untuk memberikan karakteristik a_3b_3 (unit berjalan pada beban penuh di sebuah frekuensi f), penurunan frekuensi grid dengan jumlah f akan memberikan indikasi bahwa beban akan meningkat menjadi c_3 . Namun, karena beban ditentukan oleh turbin, yaitu sudah beroperasi dengan daya penuh, beban tidak akan meningkat melebihi b_3 . Setpoint kecepatan disebut dalam kasus ini mengalami *overwound*. Kerugian dari situasi ini adalah jika operator diminta untuk mengurangi beban pada unit, ia tidak dapat segera melakukannya. Bebanannya hanya bisa dikurangi ketika setpoint kecepatan diturunkan ke garis yang diberikan oleh c_2a_2 . Biasanya, sebuah alarm dibunyikan untuk memberi tahu operator tentang kondisi *overwound*, atau setpoint-nya berkurang secara otomatis sehingga respons langsung mungkin terjadi diperlukan.

Sebagian besar unit memiliki kemampuan untuk menyesuaikan *droop*. Nilai tinggi khas 25 persen *droop* bermanfaat untuk mengurangi variasi tekanan uap transien jika frekuensi sistem berfluktuasi. Penyesuaian *droop* saat beban biasanya menyiratkan perubahan beban. Kebanyakan governor punya kemampuan untuk mengubah *droop* dengan cara "bumpless".

Gambar 5.4 mengilustrasikan karakteristik tambahan fasilitas yang membatasi kecepatan berlebih dimasukkan ke dalam desain untuk membatasi kecepatan berlebih pada *load rejection*. Ini dilakukan untuk membatasi *overspeed* di bawah setpoint *trip overspeed* ketika *governor* memiliki *droop* tinggi. Jika *governor* memiliki *droop* rendah (mis., 4

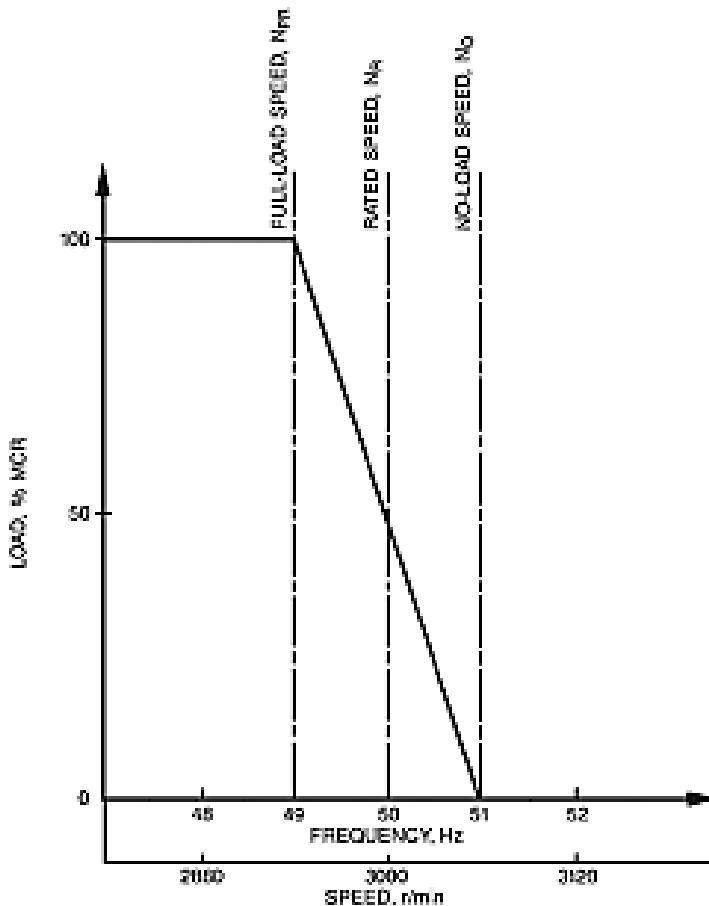
persen atau kurang), tidak perlu untuk membatasi kecepatan berlebih karena kecepatan lebih dibatasi oleh karakteristik *droop* normal. Dalam semua kasus, katup turbin harus ditutup dalam sepersekian detik untuk membatasi kecepatan berlebih di bawah setpoint trip.

Pada unit yang memiliki *reheater* (mis., Gambar. 5.1), katup pengatur intersep juga harus ditutup dengan cepat pada saat Load Rejection. Jika hanya katup pengatur HP yang ditutup, maka energi uap yang tersimpan di *reheater* dan pekerjaan pipa yang terkait sudah cukup untuk menghancurkan mesin karena kelebihan kecepatan berlebih.

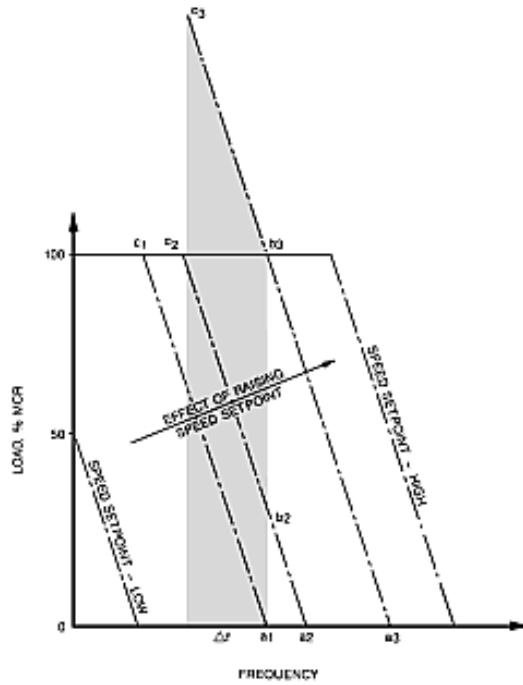
Efisiensi termal akan berkurang jika katup intersep digunakan untuk melambatkan uap. Oleh karena itu, katup ini biasanya terbuka penuh pada rentang beban normal mesin. Rezim operasi ini disebut *governor HP*. Hal ini dicapai dengan menambahkan suatu *fixed bias* ke sinyal yang mengontrol katup - katup intersep. Ini memberi katup - katup intersep karakteristik beban vs kecepatan yang sama sebagai katup pengatur HP, tetapi lebih terbuka dengan jumlah tetap pada bias (biasanya, 50 persen).

Mode operasi lain (sering disediakan sebagai opsi *switch*) menggunakan katup intersep untuk membatasi aliran uap. Kemampuan *spinning spare* (kemampuan unit meningkatkan beban dengan cepat sebagai tanggapan terhadap pengurangan frekuensi jaringan atau permintaan untuk peningkatan beban) dari unit meningkat. Namun, efisiensi termal berkurang. Ini mungkin penting untuk jaringan yang mengalami fluktuasi frekuensi besar atau di mana ada mesin yang tidak memiliki cukup karakteristik pengaturan yang baik. Mode operasi ini disebut pengaturan HP plus IP atau *governor paralel*. Tekanan *reheater* biasanya sebanding dengan beban pada HP governing. Namun, tekanan

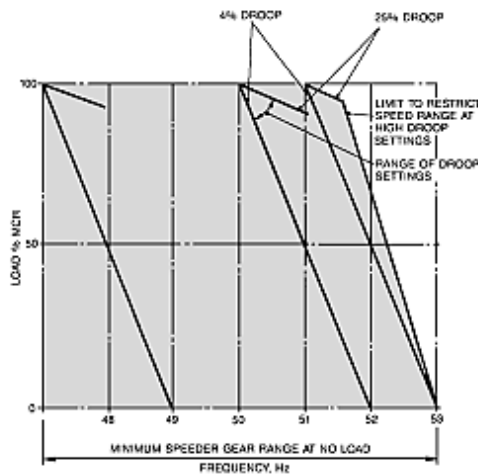
reheater konstan pada kisaran beban dari 50 hingga 100 persen dalam mode pengaturan HP-plus-IP. Ini berarti bahwa pada beban 50 persen, tekanan *reheater* akan menjadi nilai beban penuh, misalnya, 40 bar, bukan 20 bar. *Spinning spare* akan meningkat dengan tambahan energi panas yang tersedia karena memiliki reheater pada tekanan beban penuh. Oleh karena itu, tekanan menengah (IP) dan tekanan rendah (LP) turbin akan dapat menyediakan torsi beban penuh segera.



Gambar 5. 1 Karakteristik Pengaturan Frekuensi *Governor (speed drop characteristic)*



Gambar 5. 2 Variasi *setpoint* kecepatan



Gambar 5. 3 Karakteristik pengatur kecepatan turbin. Catatan: Rentang yang diperlukan operasi ditunjukkan oleh area yang diarsir. Karakteristik governor dapat diperluas di luar area ini asalkan ini tidak mengganggu keamanan sistem atau penyebabnya set untuk trip dengan kecepatan lebih atau kehilangan beban penuh.

C. FUNGSI SISTEM TAMBAHAN

Bagian ini menjelaskan fungsi-fungsi tambahan dari sistem *governor*. Fungsi-fungsi ini tidak termasuk dalam semua sistem *governor*. Dalam beberapa kasus, mereka mungkin tidak penting.

Umpan Balik Akselerasi

Umpan balik percepatan digunakan karena dua alasan:

1. Meningkatkan redaman *governor* dengan memberikan istilah stabilisasi sekunder
2. Mencegah kecepatan berlebih saat *Load Rejection*

Jika sistem *governor* tidak memiliki umpan balik percepatan, responsnya akan dikendalikan oleh kesalahan kecepatan (*setpoint speed – measured speed*). Jika kecepatan *droop* diatur ke 4 persen, tidak ada tindakan yang akan diambil oleh sistem *governor* atas *load rejection* sampai kecepatan yang diukur melebihi 104 persen. Penundaan tambahan terjadi pada sistem hidrolik. Sistem ini mungkin tidak dapat membatasi kecepatan berlebih hingga 10 persen.

Sebuah *governor* yang menggunakan *acceleration feedback* akan dapat mengirim sinyal untuk menutup katup uap segera setelah akselerasi terdeteksi. Katup akan diperintahkan untuk ditutup dalam waktu 30 ms dari *load rejection*. Katup harus sepenuhnya ditutup 100 ms setelahnya. Respons khas ke *load rejection* ditunjukkan pada Gambar 5.5. *Overspeed* permanen memiliki nilai yang sama dengan kecepatan *droop*. Sebagian besar *governor* memulai pengoperasian turbin untuk menurunkan *setpoint* kecepatan tanpa beban untuk menghilangkan *overspeed* permanen.

Threshold ditetapkan ke dalam sistem deteksi untuk memastikan bahwa umpan balik percepatan diaktifkan hanya selama *load rejection*

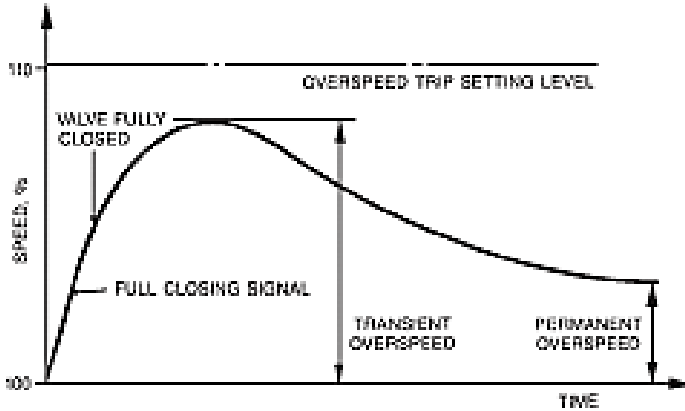
yang signifikan. Umpan balik percepatan juga hanya diaktifkan ketika sinyalnya akselerasi hadir untuk waktu yang telah ditentukan.

Gigi Tanpa Beban (*Unloading Gear*)

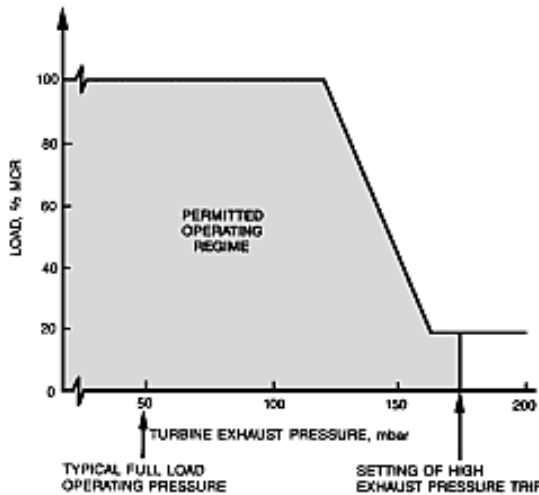
Unloading Gear biasanya melengkapi fungsi pelindung tetapi sering menyebabkan turbin trip. Ini melibatkan deteksi dini kondisi yang kemungkinan akan menyebabkan trip dan mengurangi beban turbin untuk mengurangi kemungkinan *tripping*. Jika trip akhirnya muncul, efek sementara pada pabrik akan dikurangi karena trip terjadi pada beban yang lebih rendah.

Unloading biasanya disiapkan untuk untuk *condenser shell pressure*. Tekanan juga tidak diukur pada *tipping point* kondensor. Selama operasi normal, unloader tidak berpengaruh. Tekanan sisi cangkang kondensor adalah sekitar 5 kilopascal (kPa) absolut [-96 kPa (g), atau 96 kPa vakum]. Jika tekanan sisi kondensor shell mulai meningkat karena kesalahan sistem (mis., masuknya udara ke sisi shell kondensor atau fouling kondensor, tabung, dll.), turbin mulai menghilangkan beban secara progresif. Di atas ambang 120 milibar (mbar) (12 kPa), tingkat *unloading* sebanding dengan tekanan sisi shell kondensor. Gambar 5.6 mengilustrasikan *Unloading Characteristic*. Tingkat *unloading* biasanya terbatas sekitar 20 persen beban. Ini dilakukan untuk menghindari motor atau turbin terlalu panas karena berkurangnya aliran uap.

Jika penyebab *Unloading* dihilangkan dan tekanan sisi cangkang kondensor turun ke nilai normalnya, turbin tetap diturunkan bebannya sampai operator atau fitur kontrol pemisah otomatis mengembalikan beban. Pengoperasian *unloading gear* dicegah (veto) selama *start-up* dan pembebanan awal sampai tekanan buang dikurangi ke nilai yang tidak membatasi peningkatan beban hingga beban penuh.



Gambar 5. 4 Respons khas ke *load rejection* pada turbin



Gambar 5. 5 Karakteristik *Turbine Exhaust Pressure Unloading*

Operator biasanya menghapus *veto* ketika unit tidak dibebani. Namun, jika lupa, *veto* akan dihapus secara otomatis ketika tekanan sisi kondensor mencapai nilai yang memungkinkan beban penuh (sekitar 120 mbar, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 5.6).

Referensi Kecepatan *Governor*

Referensi kecepatan *governor* adalah input utama yang digunakan untuk mengontrol turbin. Kontrol kecepatan dapat dilakukan oleh

operator atau secara otomatis. Sebelum sinkronisasi, kisaran referensi kecepatan adalah dari 3 persen (kecepatan terkontrol minimum) hingga 104 persen (kecepatan tertinggi di mana generator turbin mampu melakukan sinkronisasi). Setelah mesin disinkronkan, kisaran referensi kecepatan akan dibatasi antara 94 dan 106 persen.

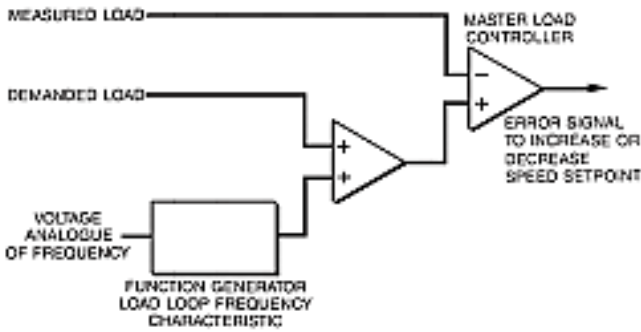
Sebelum sinkronisasi, laju kenaikan referensi kecepatan dapat dipilih oleh operator. Laju penurunan referensi kecepatan biasanya konstan. Ketika generator turbin mendekati kecepatan sinkronisasi, laju kenaikan referensi kecepatan akan berubah. Tingkat kenaikan baru referensi kecepatan harus kompatibel dengan unit sinkronisasi otomatis. Ini sering dipakai untuk memberikan sinkronisasi tetap. Setelah sinkronisasi, laju peningkatan referensi kecepatan biasanya diatur untuk menempuh rentang 0 hingga 6 persen dalam 1 menit. Sekarang referensi kecepatan governor digunakan untuk membebani mesin.

***Closed-Loop Control* dari Beban Listrik Turbin**

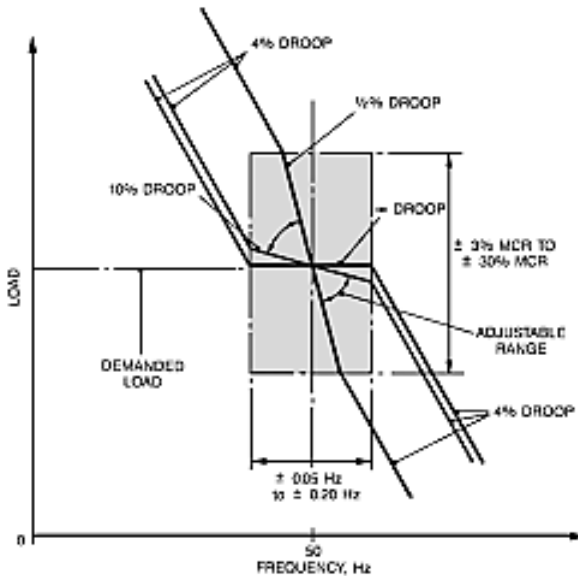
Kontrol loop tertutup dari beban listrik turbin ditambahkan ke sistem pengaturan dasar untuk meningkatkan akurasi *load-droop characteristic*. Ini juga memfasilitasi variasi pengaturan *droop*. Sinyal pemangkas dari sistem kecepatan-droop di governor dasar berasal dari posisi katup uap. Karena hubungan antara aliran uap dan posisi katup tidak linier, governor kecepatan dasar menggunakan fungsi terbalik untuk membuat hubungan linier aliran uap dengan posisi katup pada satu set nominal kondisi uap. Namun, ketika kondisinya bervariasi, ketidaksempurnaan akan terjadi karena ketidaklinieran yang signifikan. Kontrol beban loop tertutup mengatasi ketidaksempurnaan ini dengan superimposing sebuah *trimming signal* pada referensi

kecepatan *governor*. Gambar 5.7 mengilustrasikan blok diagram dari loop beban dan Gambar 5.8 mengilustrasikan karakteristiknya.

Loop beban beroperasi pada rentang frekuensi terbatas. Unit akan menanggapi sebarang besar error dalam frekuensi dengan cara yang mirip dengan unit yang memiliki 4% karakteristik droop, bahkan ketika diatur ke nilai yang lebih tinggi atau tidak terbatas.



Gambar 5. 6 Diagram Blok dari *Load Loop*



Gambar 5. 7 Karakteristik *Load Loop Frequency "box"*

Efek dari perubahan beban mendadak pada boiler hanya terbatas, bahkan jika unit memiliki *speed droop* yang rendah, dengan membatasi rentang beban di mana loop beban beroperasi. *Variable droop* diizinkan pada rentang kecepatan dan beban yang sempit. Kisaran ini disebut *Box Characteristics*. Ketika frekuensi jaringan turun, semua unit menambah bebannya karena *load loop* (melalui referensi kecepatan *governor*) bertindak lambat. Kemudian, unit yang memiliki *droop* tinggi atau loop beban yang tak terbatas akan secara perlahan mengurangi bebannya. Mereka kembali ke nilai dekat beban mula. Hal ini memungkinkan alat yang memiliki *droop* rendah untuk mengambil beban yang kompatibel dengan boiler mereka. Keuntungan dari pengaturan ini adalah bahwa beberapa unit dapat ditunjuk untuk mengambil beban dengan cepat sementara mereka yang tidak dapat mengakomodasi seperti itu masih dapat memberikan kontribusi yang bermanfaat untuk mengendalikan *falling frequency*.

Pengujian Kecepatan Berlebih (*Overspeed Testing*)

Pengujian *overspeed* dilakukan untuk membuktikan nilai aktual dari *overspeed* protection trip setpoint. Tes dilakukan ketika unit tidak disinkronkan. Operator harus mengoperasikan *key-locked test switch* sebelum uji. Ini memungkinkan rentang kecepatan *governor* hingga 13 persen bukan 6 persen. Setpoint kecepatan tanpa beban *governor* ditingkatkan ke *trip setpoint*.

Sistem *Run-up* dan *Loading* Otomatis

Dua alasan utama untuk sistem *run-up* dan *loading* otomatis adalah

1. Untuk membantu operator dalam melakukan urutan pemeriksaan rumit yang diperlukan sebelum dan selama *start-up*

2. Untuk menjalankan dan membebani mesin dengan cara yang aman dan konsisten

Gambar 5.9 menggambarkan sistem *run-up* dan loading otomatis yang canggih. Ruang lingkup sistem ini mengasumsikan bahwa tindakan operator terpisah diambil untuk membawa semua sistem bantu

Diperlukannya untuk pengoperasian turbin yang aman hingga tingkat kesiapan yang memuaskan. *Digital state signal* akan menunjukkan kapan masing-masing kondisi ini atau prestart interlock tepat.

Redundansi yang memadai disediakan karena banyaknya transduksi yang dipasang di pabrik. Ini dilakukan untuk memungkinkan *run-up* dan pembebanan otomatis dengan ketersediaan tinggi. Transduser yang gagal diidentifikasi.

Kontrol otomatis dapat dibatasi jika beberapa sinyal input minor hilang atau salah satu pasangan sinyal utama. Hanya kontrol manual yang dimungkinkan jika sinyal lebih lanjut gagal.

Operator kemudian harus memutuskan apakah ada indikasi yang cukup untuk mengizinkan *run up* atau *loading* berkelanjutan. Jika tidak, operator harus memegang unit dalam kondisi yang aman ketika sedang perbaikan, atau dengan mematikan turbin.

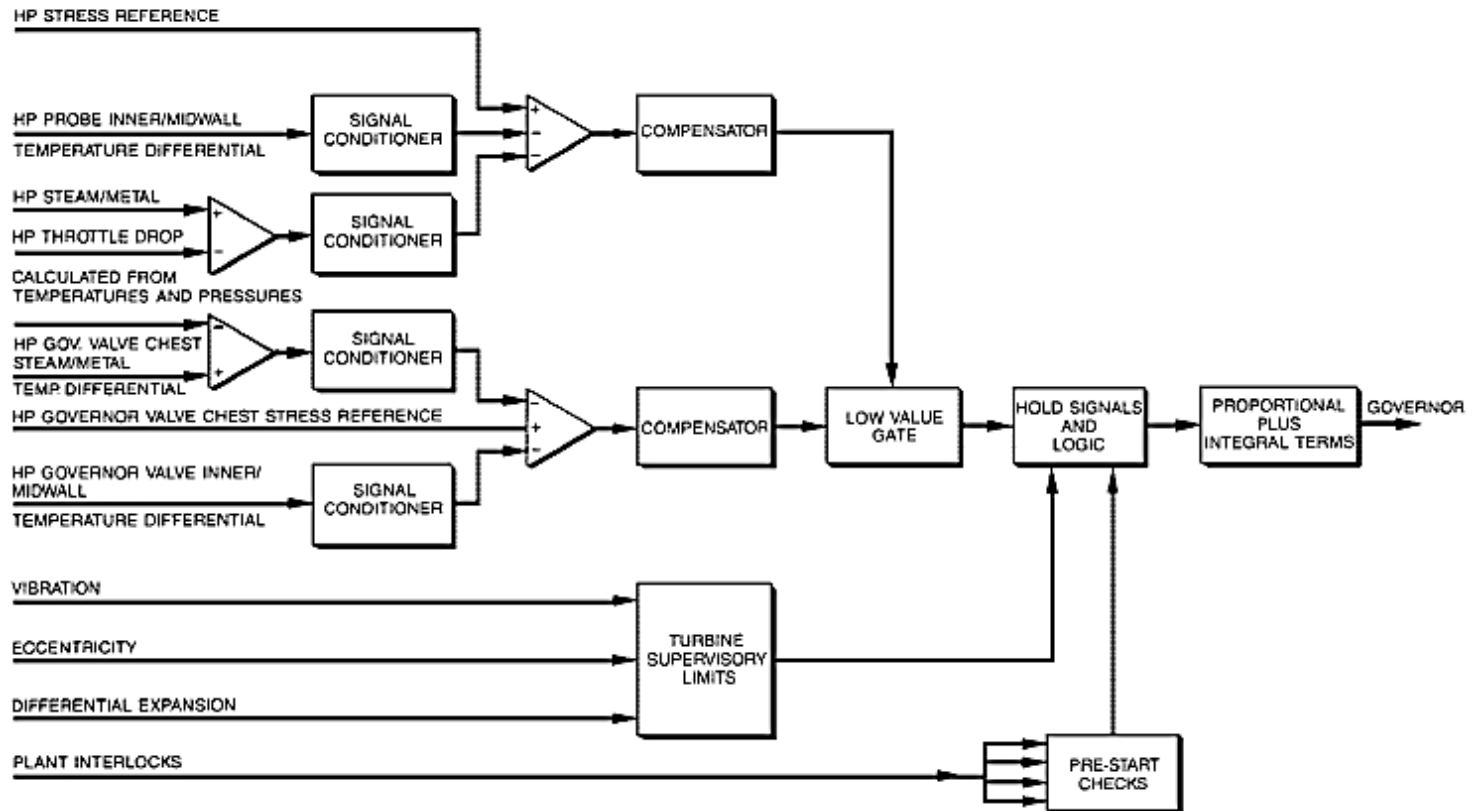
Fungsi utama dari sistem *run-up* dan *loading otomatis* adalah untuk membatasi tekanan termal di dalam rotor dan katup turbin saat kecepatan dan beban berubah. Tegangan diukur secara langsung oleh termokopel. Mereka mengukur perbedaan antara suhu logam bagian dalam dan tengah pada titik yang sesuai. Pengukuran tegangan digunakan untuk mengontrol perubahan *run-up* atau *loading* ke nilai yang paling baik. Kontrol adalah tipe loop tertutup. Kontrol bekerja

pada governor untuk menjaga tegangan konstan pada nilai referensi selama *run-up*.

Ada pengecualian untuk strategi ini selama *Critical Speed Bands* (band ini bisameregangkan selama beberapa ratus putaran per menit tergantung pada dinamika rotor). Besarnya margin tekanan ditetapkan sebelum memasuki pita kecepatan kritis. Akselerasi cepat dibuat di seluruh band untuk menghindari resonansi. Semua sinyal "*hold*" dari operator atau sumber lain ditolak saat kecepatan berada di dalam pita.

Peralatan pengawas turbin (*Turbine Supervisory Equipment/TSE*) menerima sinyal yang menunjukkan getaran, keanehan, dan ekspansi diferensial (antara rotor dan stator). Ia mengirim sinyal "*hold*" selama *run up* dan *loading* ketika salah satu dari sinyal ini mencapai batasnya. Jika besarnya sinyal tidak berkurang, ia mengirim sinyal untuk mengurangi kecepatan atau kekuatan. Sinyal dari TSE ditolak (*diveto*) ketika kecepatan berada dalam pita kecepatan kritis. Jika parameter kontrol dikurangi hingga 80 persen dari batas, "*hold*" akan dilepaskan. Jika batas kedua tercapai, operator disarankan untuk menghentikan unit.

Beban blok sekitar 5 persen diterapkan setelah unit disinkronkan. Ini dilakukan untuk mencegah motor generator karena perubahan frekuensi jaringan. Gambar 5.10 menggambarkan semua fungsi dari sistem *governor* yang paling kompleks.



Gambar 5. 8 Sistem *run-up* dan *loading* otomatis yang canggih

D. GOVERNOR ELEKTRONIK

Gambar 5.11 mengilustrasikan secara rinci diagram blok dari sistem *governor* saluran tunggal. Sistem tiga saluran (Gambar. 5.12) biasanya digunakan untuk memenuhi kebutuhan keandalan. Ia bekerja berdasarkan prinsip *majority voting circuits*. Sirkuit ini sangat sederhana dan dapat diandalkan. Mereka bekerja berdasarkan prinsip bahwa untuk yang perubahan pada sinyal input yang kecil, sinyal output yang dihasilkan adalah rata-rata dari input. Untuk perubahan besar, sinyal median dipilih.

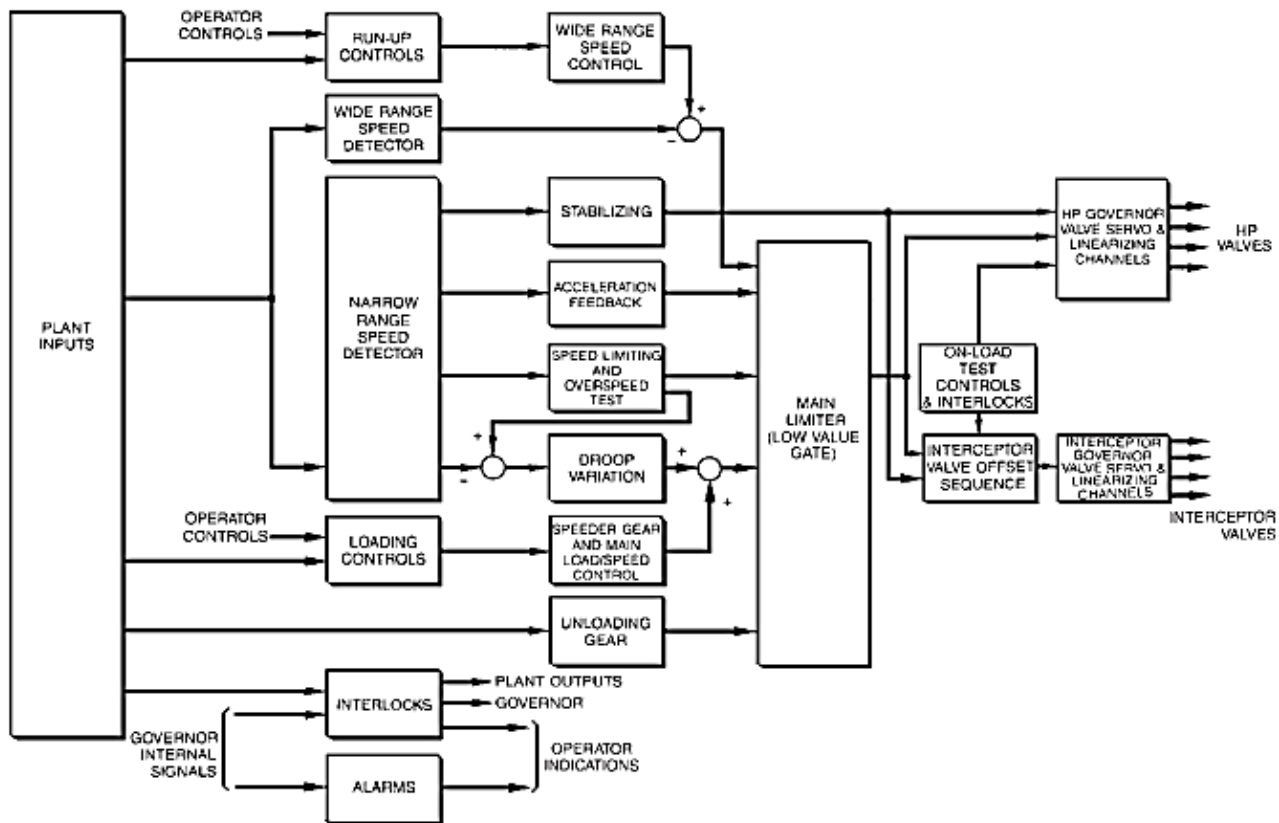
Kesalahan dari sistem *governor* didefinisikan sebagai perbedaan antara kecepatan yang dibutuhkan (setpoint kecepatan) dan kecepatan yang diukur (umpan balik). *Gain* dari governor adalah perubahan posisi katup (mis., 10 persen) dicapai untuk perubahan 1 persen dalam kesalahan kecepatan turbin. *Gain* dipertahankan rendah untuk memberikan margin stabilitas yang besar untuk sistem governor.

Selama *run-up*, aliran uap yang dibutuhkan sangat rendah dibandingkan dengan aliran uap diperlukan selama operasi beban penuh (2 hingga 3 persen dari beban penuh). Ini adalah aliran yang diperlukan untuk mengatasi gesekan pada bantalan dan hilangnya *windage* (gesekan udara atau hidrogen pada rotor generator). Perangkat pengindera kecepatan dipasang di dekat roda gigi digabungkan ke poros turbin utama.

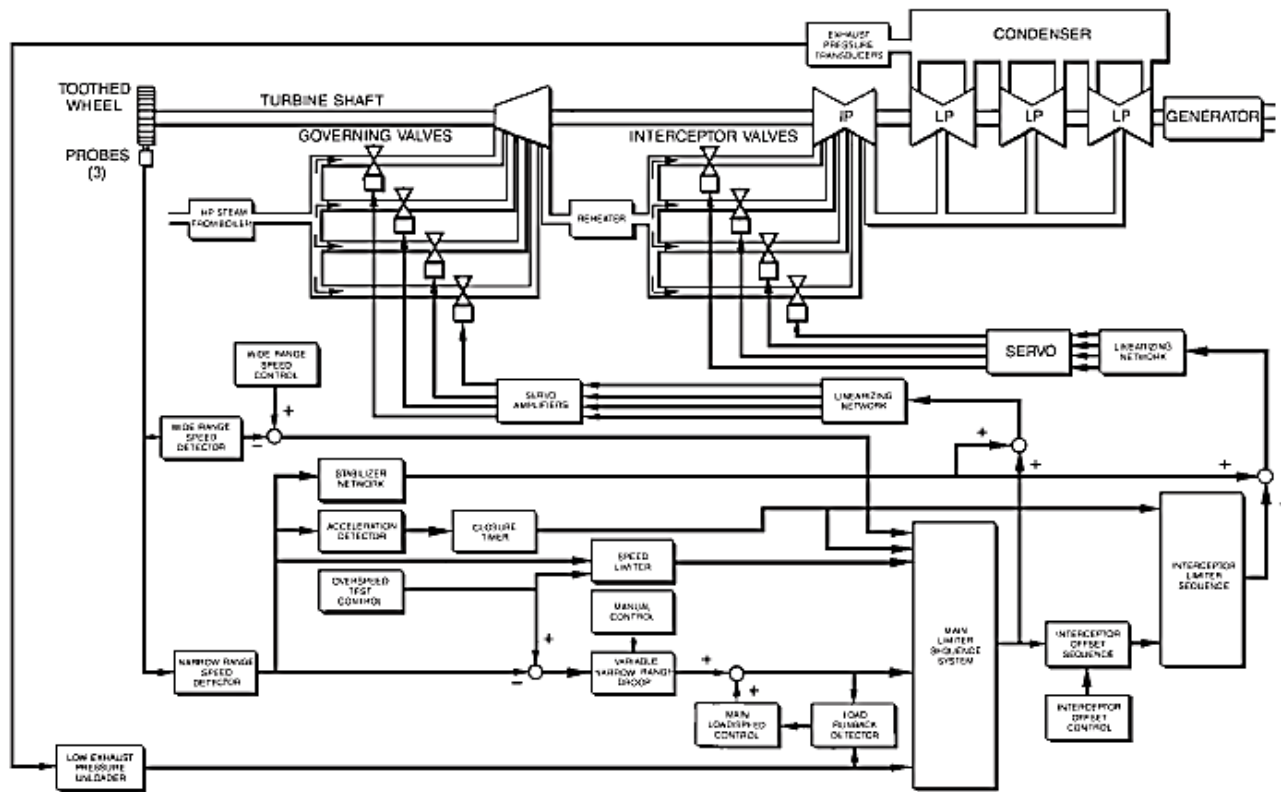
Untuk kondisi saluran masuk uap yang konstan, daya keluaran dari turbin bervariasi secara linier dengan aliran uap melewatinya. Gambar 5.13 (a) menggambarkan karakteristik ini dikenal sebagai garis Willans. Dalam turbin uap kondensasi konvensional, alirannya juga berbanding lurus dengan penurunan tekanan di atasnya.

Karakteristik yang diinginkan adalah bahwa input steam ke posisi katup pengontrol harus bervariasi secara linier dengan aliran uap (mis., dengan beban). Namun, fitur bawaan struktur desain katup tidak linier. Fungsi linierisasi katup dimasukkan ke dalam *governor* untuk mengembalikan linearitas yang diperlukan. Secara khusus, hubungan antara katup area versus aliran uap adalah nonlinier [Gambar. 5.13 (b)]. Lift katup bervariasi dalam *nonlinier fashion* dengan area katup [Gambar. 5.13 (c)]. Dua efek tersebut dilinearisasi dengan menggunakan *linearizing-sirkuit* untuk memberikan uap sesuai karakteristik yang ditunjukkan pada Gambar 5.13 (d).

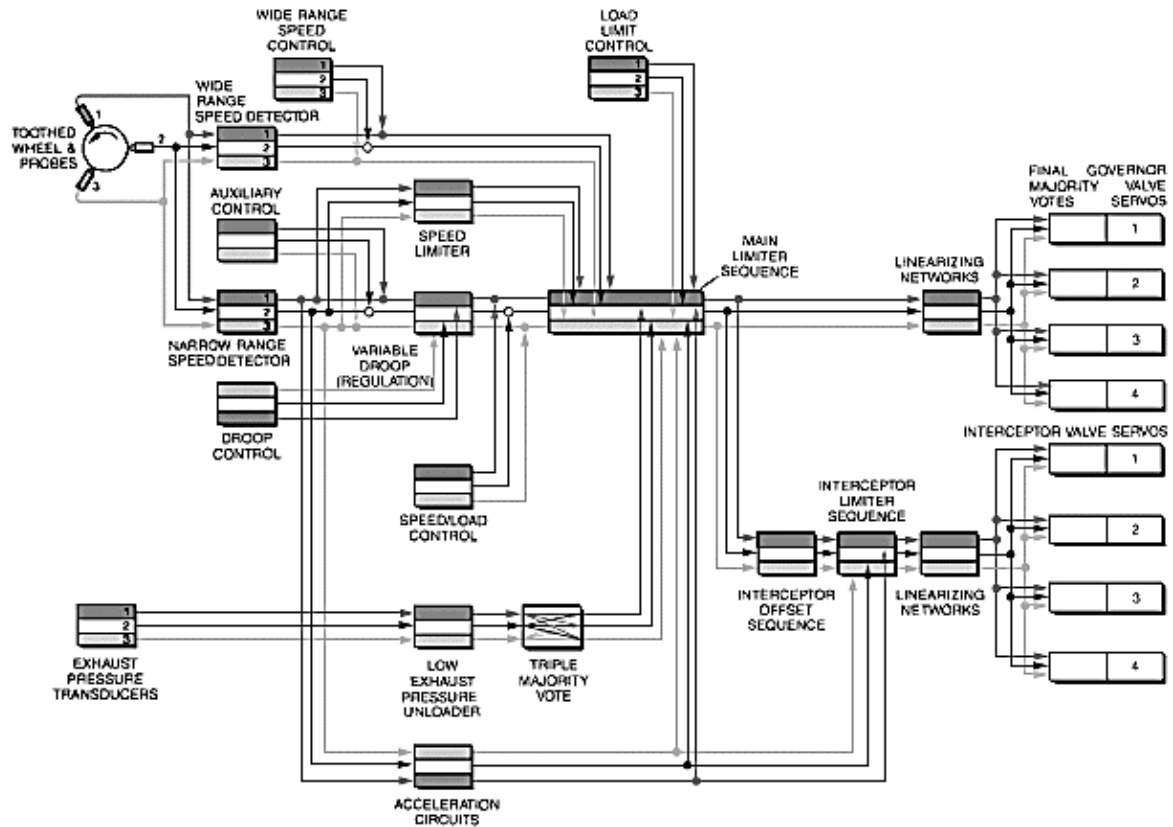
Sinyal permintaan uap katup tiga saluran diumpankan ke setiap pengontrol katup individu. Pengontrol mengambil suara mayoritas dari sinyal-sinyal ini untuk membentuk permintaan sinyal. Umpan balik ke controller adalah sinyal yang berasal dari transduser posisi katup.



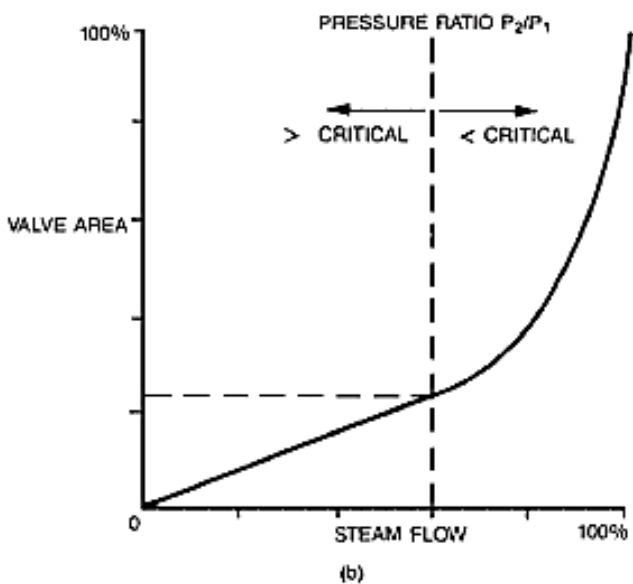
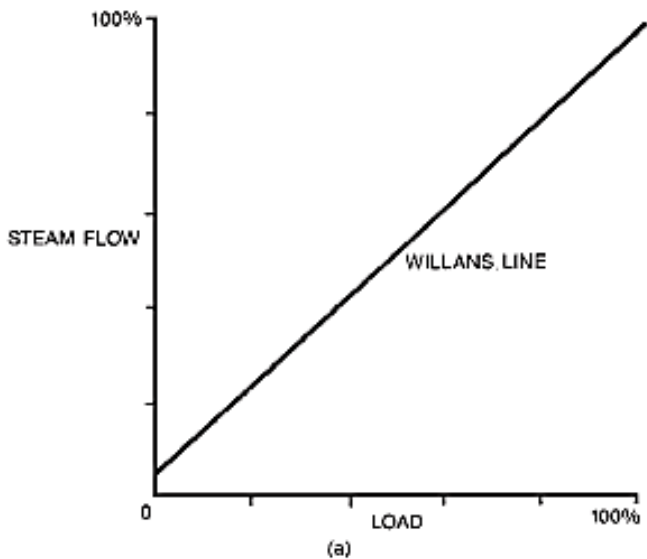
Gambar 5. 9 sistem *governor* yang paling kompleks



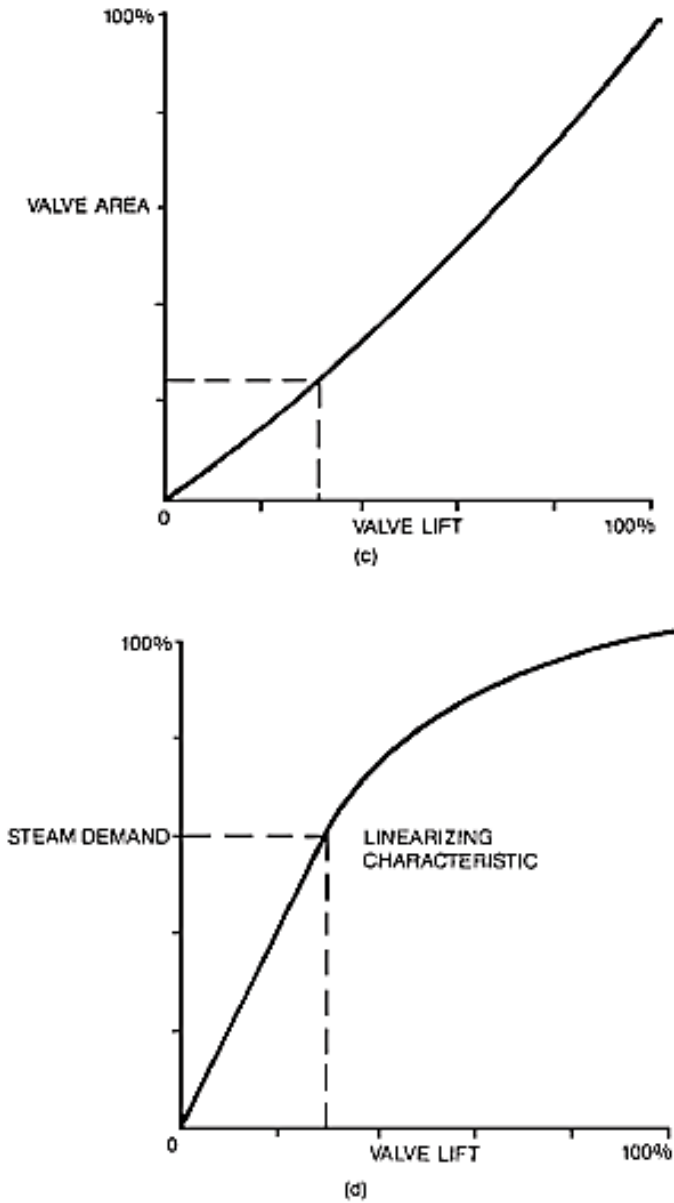
Gambar 5. 10 Diagram blok dari sistem *governor* saluran tunggal



Gambar 5. 11 Diagram blok Sistem tiga saluran



Gambar 5. 12 Karakteristik beban uap / katup. (Sebuah) Variasi aliran uap dengan beban; (B) Variasi area katup dengan aliran uap.



Gambar 5. 13 Lanjutan Karakteristik beban / katup uap (c) Variasi area katup dengan lift katup; (d) Variasi permintaan uap dengan lift katup (dikenal sebagai karakteristik linierisasi).

E. REHEATER RELIEF VALVES (RRV)

Katup pelepas *reheater* digunakan pada semua mesin. Mereka mencegah tekanan berlebih pada reheater dan pegas, diatur untuk terbuka pada tekanan yang telah ditentukan.

Selain itu, pada beberapa unit, katup pelepas yang relatif kecil digunakan untuk melepaskan sistem *reheater* ke atmosfer atau ke kondensor ketika governor katup dan katup interseptor menutup tiba-tiba selama keadaan darurat. Meskipun uap mungkin tidak pada tekanan yang cukup tinggi untuk membuka katup pelepas, sisa uap yang terperangkap dalam HP turbin dan reheater dapat menyebabkan overheating blade di turbin HP karena *churn* uap yang padat. Katup pelepas terletak di penghubung pipa uap antara reheater dan katup interseptor. Katup bekerja dengan membuka di kondisi tertentu untuk mencegah blade terlalu panas.

F. SISTEM CAIRAN HIDROLIK

Generator turbin besar menggunakan cairan hidrolik tekanan tinggi untuk menyediakan tenaga untuk membuka dan menutup dengan cepat katup. Cairan hidrolik harus bisa mengalir melalui *clearance* kecil di katup relai. Tekanan sistem dipilih untuk memungkinkan penggunaan relai berukuran ekonomis yang mampu menyediakan bukaan yang diperlukan. Untuk turbin kecil (500 MW), tekanan hidrolik sekitar 35 bar atau kurang. Untuk turbin yang lebih besar, tekanan sistem antara 70 dan 150 bar diperlukan.

Tekanan hidrolik yang tinggi ini menciptakan bahaya kebakaran yang signifikan. Sebuah kebocoran kecil menghasilkan semburan minyak dengan jarak yang cukup jauh. Minyak ini (biasanya 565 ° C di pembangkit batu bara) pipa uap panasterletak di sekitar kebocoran. Diperlukan penggunaan selungkup ganda dari pipa dan komponen atau

penggunaan a cairan tahan api (FRF). Sebagian besar pembangkit menggunakan FRF yang terbuat dari ester fosfat. Sistem ini benar-benar terpisah dari sistem minyak pelumas.

Cairan ester fosfat memiliki keuntungan memiliki viskositas dan pelumas yang serupa karakteristik minyak pelumas. Dengan demikian, unit sebelumnya yang menggunakan oli bertekanan tinggi dapat dialihkan ke ester fosfat. Cairan ini juga memiliki ketahanan api yang dibutuhkan dan siklus kerja yang lama. Mereka dapat bertahan dalam kondisi yang memadai untuk jangka waktu lama tanpa perlu diganti.

Kondisi cairan harus dimonitor secara teratur. Setiap penyimpangan di luar batas nilai parameter harus segera diselidiki. Kalau tidak, kecelakaan serius bisa terjadi. Beberapa dekade yang lalu, sebuah pabrik di Inggris mengalami peningkatan dalam viskositas cairan sistem governor. Katup uap lamban karena *load rejection*. Hal ini menyebabkan kecepatan lebih dari turbin dan kegagalan segel hidrogen generator. Hidrogen bocor dan menciptakan ledakan yang menewaskan beberapa pekerja dan merusak pabrik secara ekstensif.

Sistem pasokan fluida mencakup reservoir dan pompa tekanan tinggi (Gambar. 5.14). Keandalan sistem ditingkatkan dengan memasang dua jalur pompa.

Pompa aksial piston atau tipe sekrup (Gambar. 5.15) biasanya digunakan untuk aplikasi ini. Diperlukan tekanan hisap yang memadai. Jika tidak, kavitasi dan erosi akan terjadi di sistem pemompaan. Ini akan mengakibatkan kegagalan sistem dan pemadaman yang lama. Filter kasar biasanya dipasang di pompa hisap sekrup. *Separate centrifugal pump* juga biasa digunakan. Tekanan keluarannya sekitar 7 bar.

Suhu cairan meningkat karena proses pemompaan dan sirkulasi melalui katup relai yang berdekatan dengan pipa uap panas. Cairan memiliki kondisi optimal pada 40 ° C. Pada suhu yang lebih tinggi, viskositas akan berkurang. Kebocoran berlebihan dari pompa dan sistem mungkin terjadi. Pada suhu yang masih lebih tinggi, cairan mulai pecah. Sebaliknya, pada suhu yang lebih rendah, viskositas fluida meningkat. Fluida menjadi sulit dipompa. Penurunan tekanan dalam sistem juga menjadi berlebihan. Laju aliran yang dibutuhkan mungkin tidak tercapai. Untuk alasan ini, penukar panas dipasang di semua sistem. Jika operasi pada kondisi dingin, pemanas juga mungkin diperlukan. Suhu fluida adalah dipertahankan pada 40 ° C di pompa utama. Gambar 5.16 mengilustrasikan diagram skematik dari suatu sistem pemompaan.

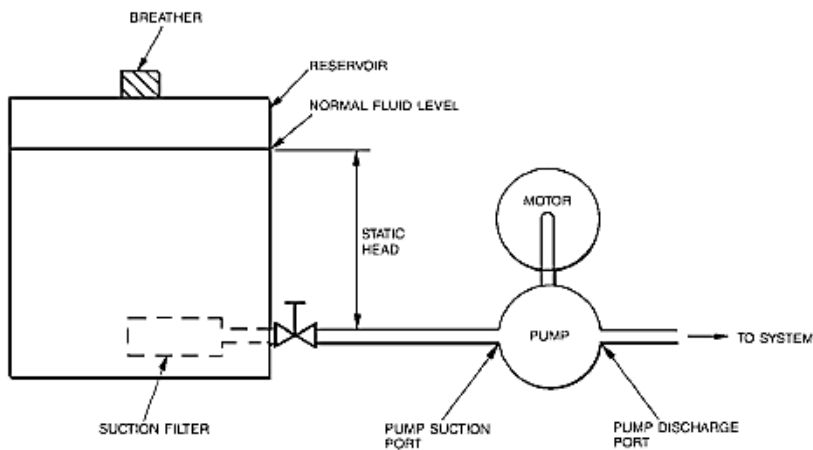
Penyaringan / Filtrasi

Filtrasi diperlukan untuk sistem pasokan cairan apa pun. Standar ditentukan oleh jarak bebas terkecil dalam sistem. Tujuan dari filter adalah untuk menghilangkan kotoran dari cairan sistem. Kotoran dihasilkan terus menerus dalam sistem dari keausan di dalam pompa dan komponen bergerak lainnya. Beberapa kotoran dimasukkan oleh udara yang masuk melalui nafas reservoir atau di katup relay. Kotoran adalah partikel kecil yang berkumpul dalam cairan. Mereka memiliki ukuran, bentuk, dan komposisi kimia yang tidak teratur.

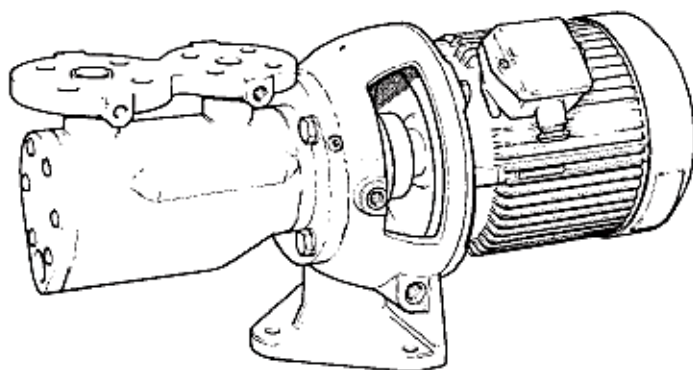
Air tidak boleh dimasukkan ke dalam sistem selama operasi dan pemeliharaan. Sistem juga tidak boleh dibersihkan menggunakan pelarut terklorinasi. Namun demikian, air masih memasuki sistem karena kontak cairan dengan udara di reservoir dan di katup relay dan saluran pembuangan. Unit dehidrasi vakum (Gambar. 5.17) biasanya digunakan untuk merawat konsentrasi air di bawah 2000 bagian per

juta (ppm). Unit mengambil cairan dari reservoir dan kemudian mengembalikan cairan terkondisi ke reservoir. Cairan dipompa dari reservoir utama ke reservoir conditioner. Dipanaskan hingga 80°C . Setelah itu masuk ke ruang vakum di mana air diekstraksi. Cairan yang diproses kemudian melewati filter tanah Fuller, yang mengurangi kadar air lebih jauh, dan juga mengurangi keasaman. Filter perangkap biasanya dipasang setelah filter tanah. Tujuan utamanya adalah untuk menangkap tanah jika filter tanah pecah secara tidak sengaja.

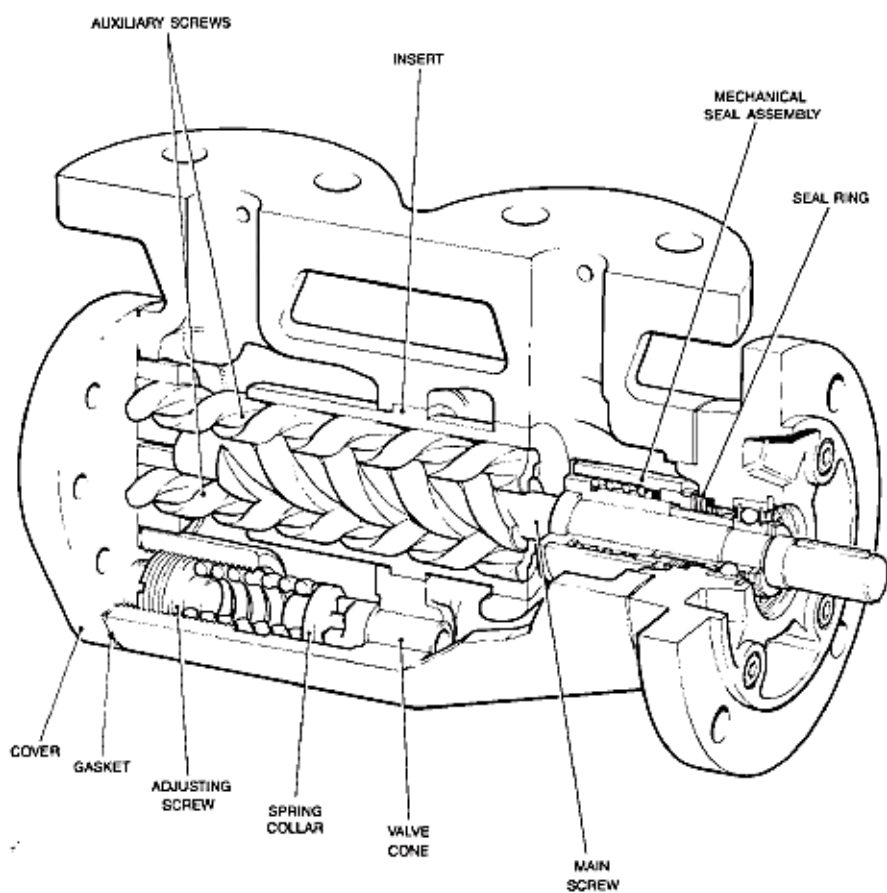
Gambar 5.18 menggambarkan *Fire-resistant fluid packaged unit*. Sambungan dalam pipa disimpan ke kondisi minimum. Mereka dilas sedapat mungkin. Semua pipa terbuat dari stainless steel untuk menghindari korosi. Interlock disertakan untuk mematikan jalur pompa jika tekanan pada *suction* atau suhu *outlet* rendah.



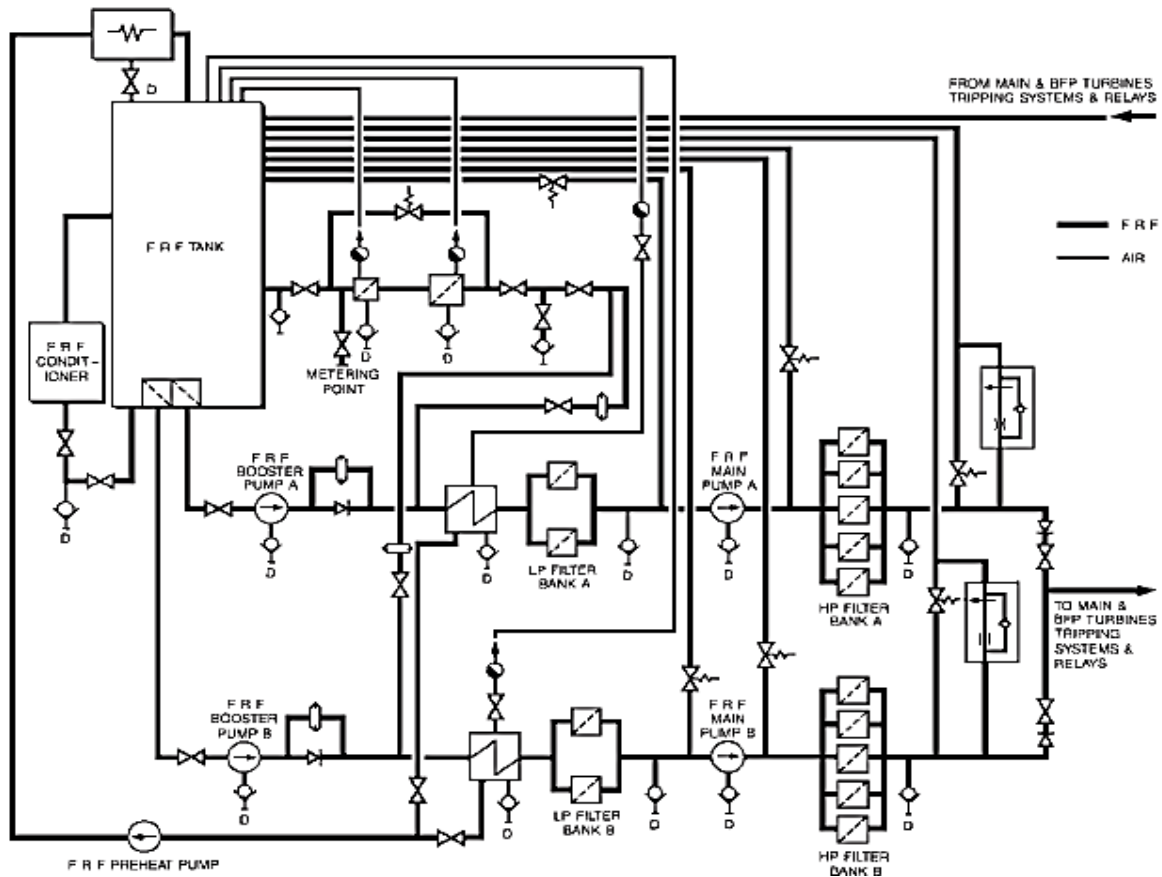
Gambar 5. 13 Sistem pasokan fluida mencakup reservoir dan pompa tekanan tinggi



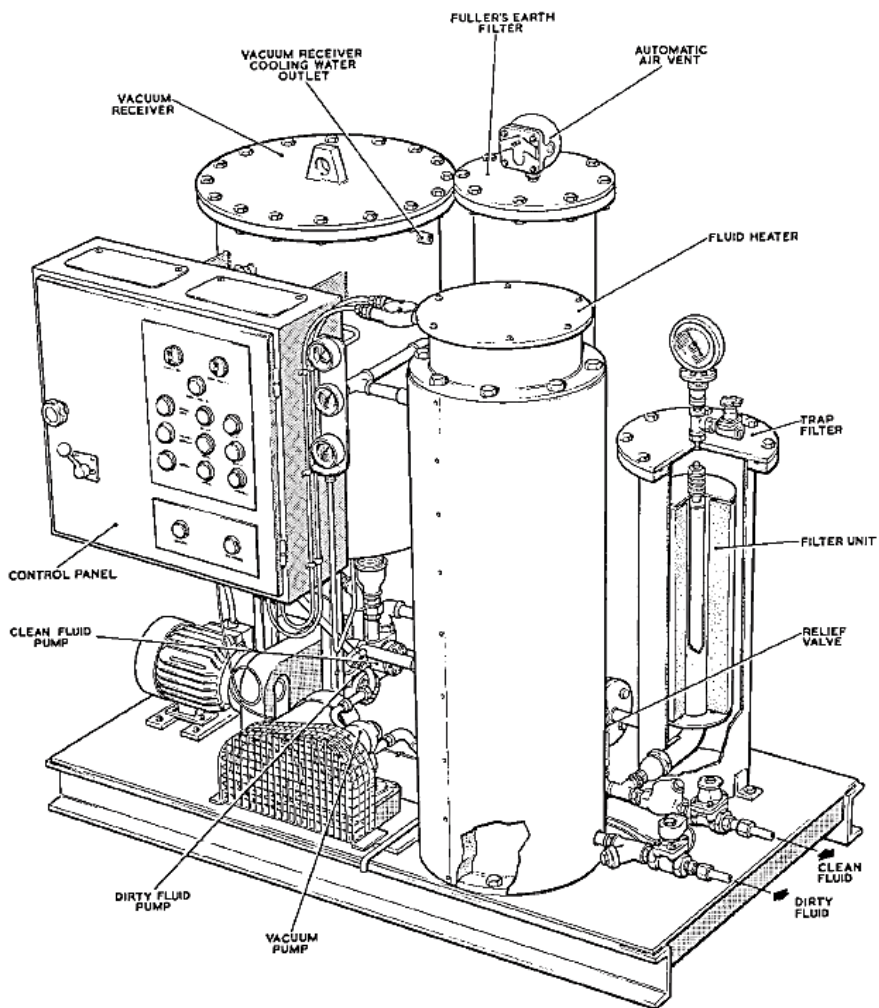
SCREW PUMP AND MOTOR ASSEMBLY



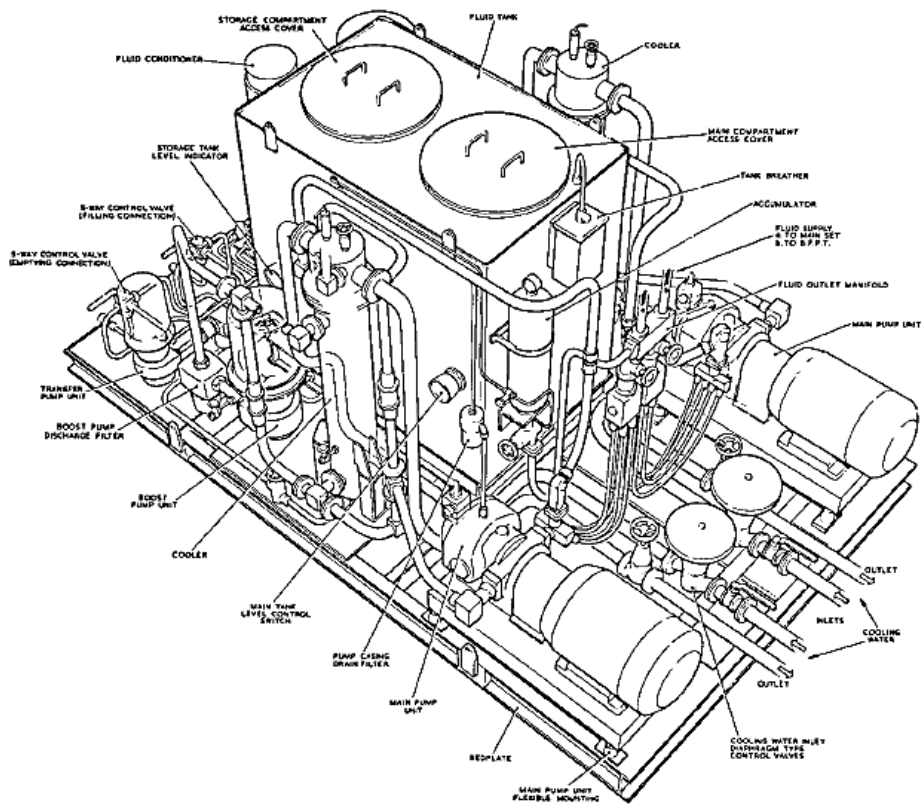
Gambar 5. 14 Pompa aksial piston atau tipe sekrup



Gambar 5. 15 Diagram skematik dari suatu sistem pemompaan Fluida Tahan Api.



Gambar 5. 16 Kondisioner Fluida Tahan Api



Gambar 5. 17 Fire-resistant fluid packaged unit

BAB VI

NILAI PENGATURAN *STEAM* DAN KONSTRUKSINYA



Uap yang keluar dari superheater melewati *Emergency stop valves* (ESVs) dan *Governing Valves* (GVs) sebelum memasuki turbin tekanan tinggi (HP). ESV dan GVs ditempatkan di peti uap. *Steam chests* ini dibuat dari baja tempa paduan dilas bersama, atau dari coran baja paduan. Bentuknya juga sederhana. Ini dilakukan untuk mengurangi *Thermal Stresses* dan kemungkinan *Thermal Fatigue*.

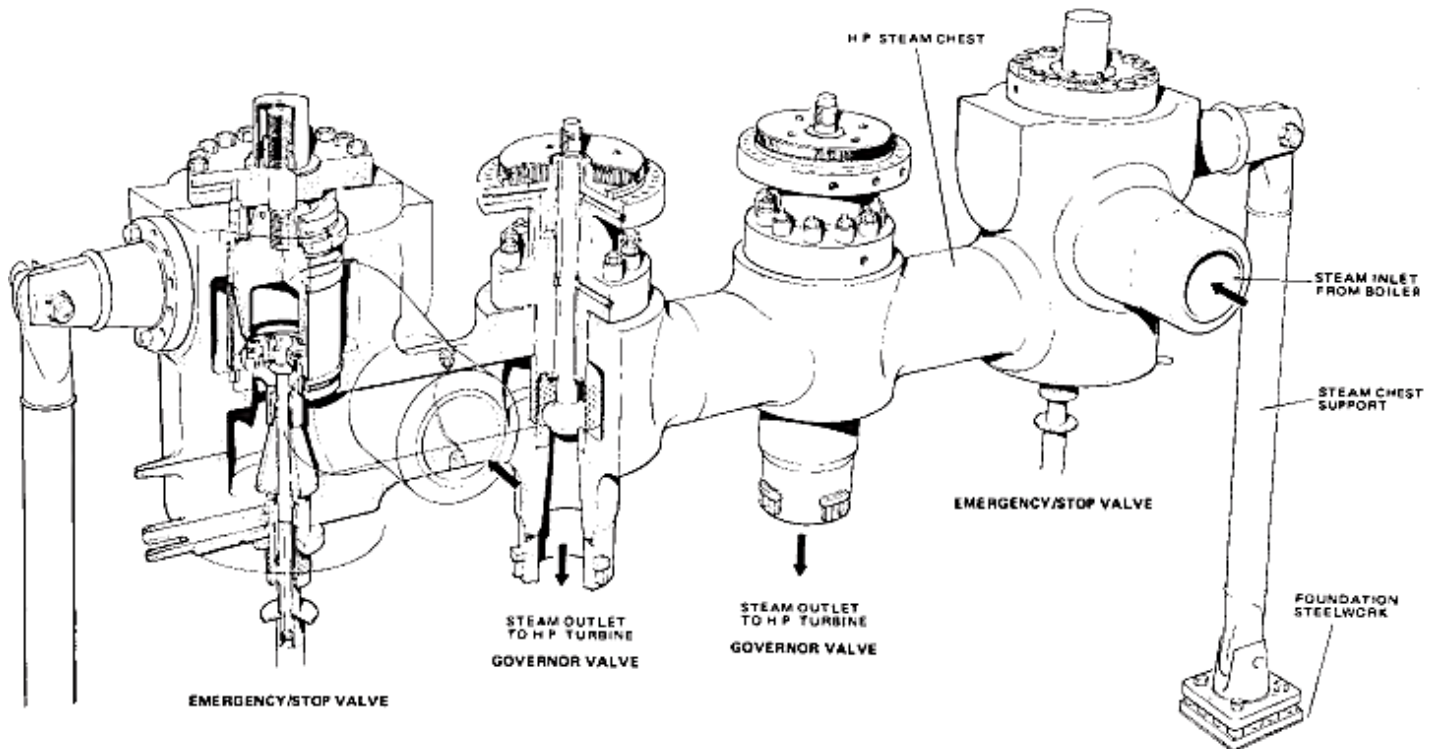
Steam chests menampung *Reheat Emergency Stop Valves* (RESVs) dan *Interceptor Valves* (IVs). *Steam chests* ini terletak di antara *reheater* dan turbin tekanan menengah (IP), terbuat dari coran baja paduan, dan lebih tipis tetapi lebih besar dari *steam chest* HP karena tekanan uap yang lebih rendah.

Steam chests biasanya dipasang di samping turbin. Empat uap utama, bersama dengan empat ESVs dan empat GVs, biasanya disusun dua di setiap sisi turbin. Gambar. 6.1 menggambarkan pengaturan *steam chests* dari unit 660-MW. Ada sebuah *steam chests* di setiap sisi mesin. Terdapat ESVs di setiap ujung dan dua GVs yang terhubung ke ruang bersama antara ESVs.

A. MATERIAL STEAM CHEST

Chest dibuat dari baja paduan. Pada unit 660-MW yang beroperasi pada 565 ° C, material yang digunakan biasanya adalah baja 0,5 CrMoV. Dalam beberapa unit terbaru yang beroperasi pada 538 ° C, *Chest* dibuat dari baja 2,25 Cr. Baja ferrit chrome yang lebih tinggi dengan ketahanan mulur yang lebih baik juga digunakan pada unit yang lebih besar yang beroperasi pada 565 ° C.

Dudukan katup adalah tipe pelat yang bisa dilepas. Dudukan dudukan ini biasanya dipasang di tempat. Bagian yang berdekatan antara katup dan kursinya terbuat dari Stellite™. Ini dilakukan untuk menahan keausan yang disebabkan oleh erosi uap. Keausan akan terjadi terutama ketika katup terbuka. Jet didorong dengan kecepatan tinggi karena perbedaan tekanan yang besar melintasi celah sempit. Stellite juga memberikan perlindungan terhadap dampak kerusakan, yang terjadi selama penutupan katup normal. Ini juga terjadi selama penutupan uji kecepatan tinggi. Kerusakan ini dikurangi secara normal menggunakan perangkat bantalan dalam sistem relay atau *slow-motion testing*. Selongsong baja paduan yang dikondisikan secara khusus di pelindung katup membantu dan memandu spindel katup.



Gambar 6. 1 *Typical steam chest arrangements*

B. STRAINER STEAM (Penyaring uap)

Setiap ESV dikelilingi oleh *strainer* berbentuk silinder. Saringan memiliki banyak diameter 2-5 mm lubang. Ini mencegah partikel padat benda asing agar tidak masuk bersama uap memasuki turbin. Partikel-partikel ini dapat menyebabkan kerusakan serius pada turbin jika memasuki turbin. Sangat penting untuk memiliki *steam blow* menyeluruh dari semua pipa sebelum *commissioning* pabrik.

C. EMERGENCY STOP VALVES (ESV)

Dua tujuan ESV (juga dikenal sebagai katup berhenti) adalah:

1. Untuk mengganggu aliran uap dengan segera selama trip darurat
2. Untuk memutuskan pasokan uap ketika unit dimatikan

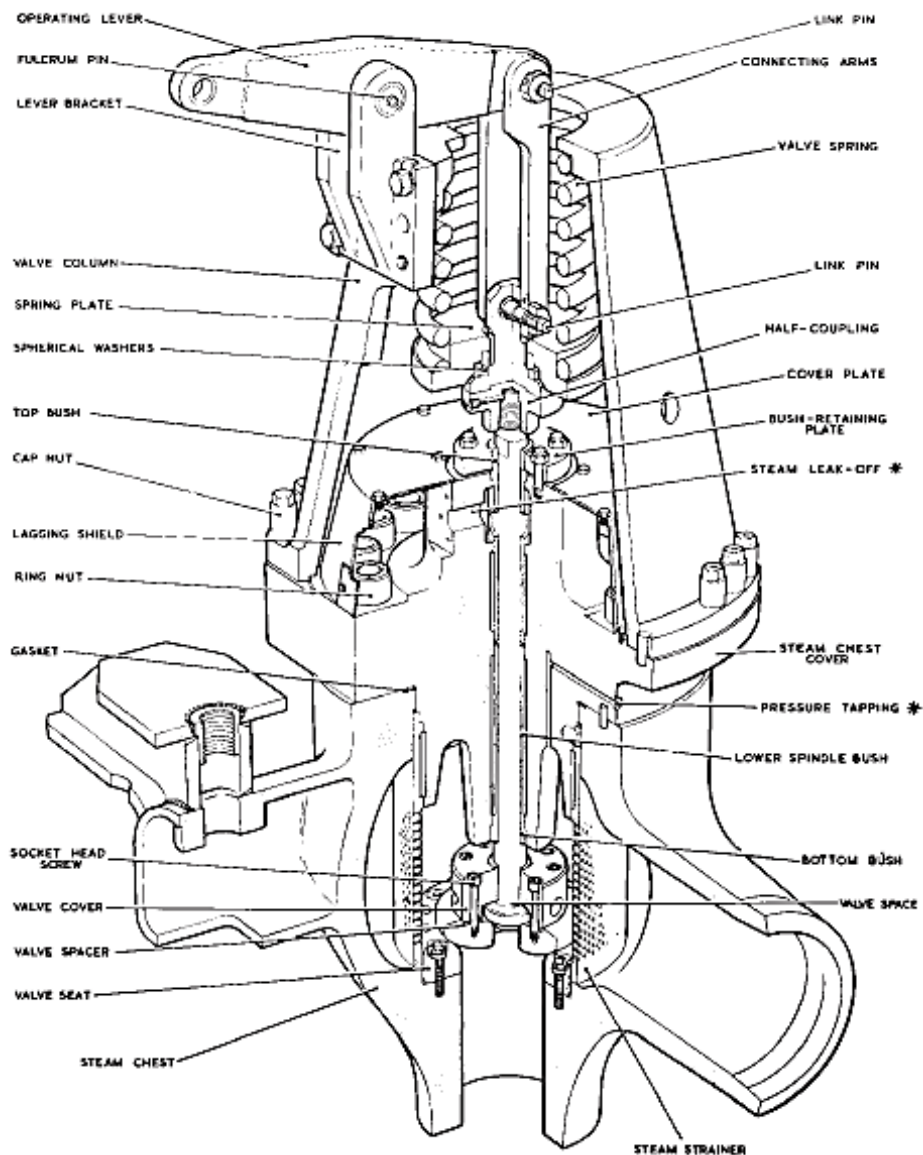
Katup diuji hidup-on secara teratur (setidaknya sebulan sekali) untuk memastikan mereka akan beroperasi dengan baik. Beban harus dikurangi selama pengujian ini. Katup diuji secara berurutan, satu per satu, selama pengujian saat pembebanan.

ESV biasanya merupakan katup tipe-plug tidak-dudukan tunggal. Ini memiliki internal katup pilot kecil yang terbuka pertama. Katup pilot dapat dibuka melawan tekanan uap utama. Ini juga digunakan selama *run-up* karena aliran uap dari 1 hingga 2 persen dari aliran uap beban penuh. Ini juga mengurangi kekuatan yang dibutuhkan untuk menggerakkan katup. Saat mesin mencapai kecepatan operasi, GV, yang telah terbuka, menutup. Pada tahap ini, memungkinkan untuk membuka ESV karena tekanan katup hulu dan hilir telah disamakan. Gambar 6.2 mengilustrasikan ESV. Katup penutup digunakan sebagai Reheater Emergency Stop Valves (RESVs) untuk sekitar 500 dan 660 MW unit. Uap dalam katup ini memiliki tekanan sedang dan volume spesifik besar.

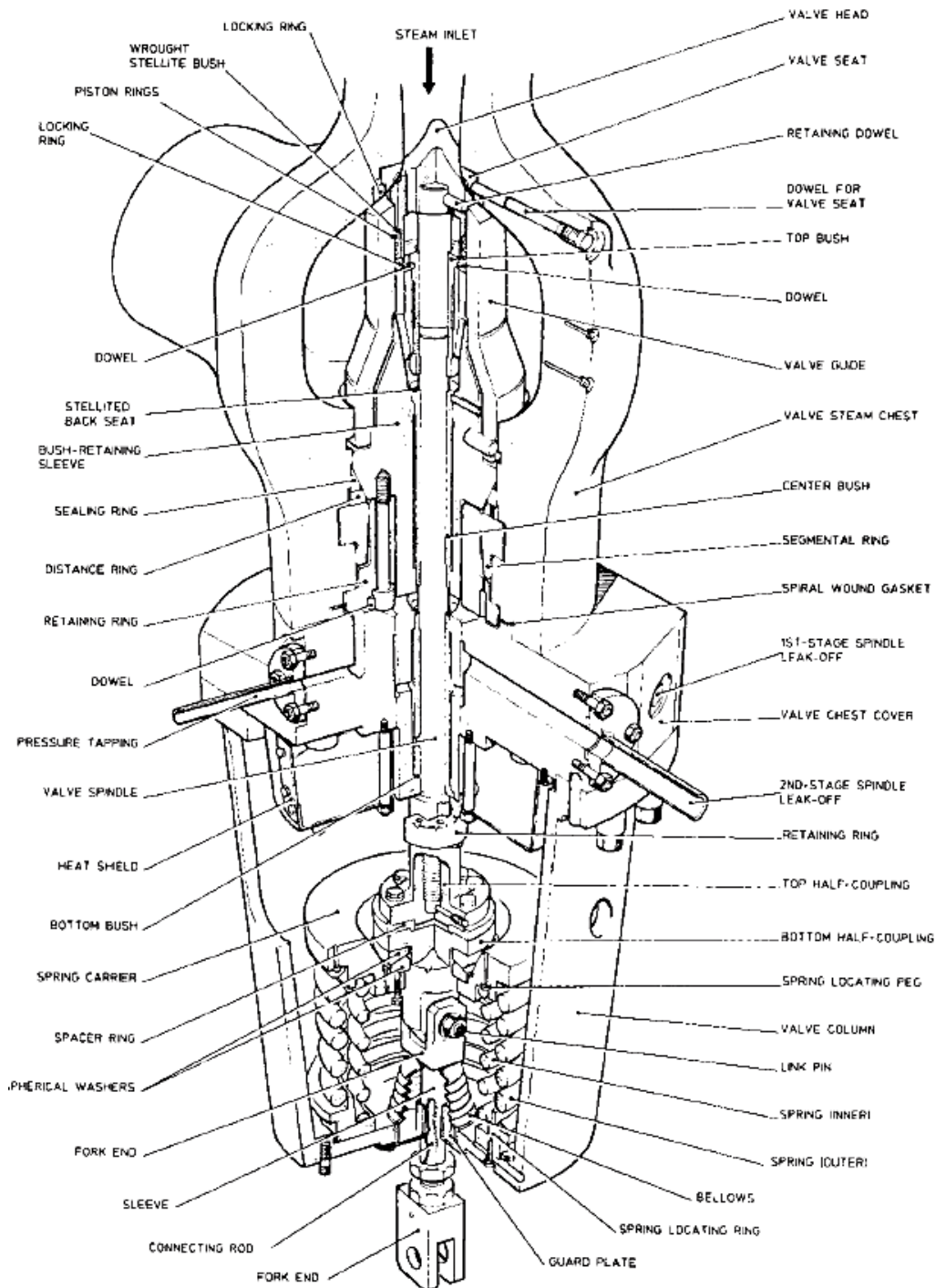
D. GOVERNOR VALVES (Katup Governor)

Katup *governor* mengontrol aliran uap yang memasuki turbin. Karena generator mengubah energi mekanik menjadi energi listrik, katup *governor* mengendalikan beban generator ketika mesin disinkronkan ke jaringan.

Pembangkit listrik modern menggunakan katup pengatur untuk melambatkan aliran uap selama turbin *run-up* untuk mempercepat. Namun, mesin sebelumnya menggunakan katup pilot di ESV bersamaan dengan katup *governor* selama *run-up* (aliran uap selama *run-up* kurang dari 2 persen dari aliran uap yang dibutuhkan selama operasi beban penuh). Gambar 6.3 menggambarkan tipikal katup pengatur.



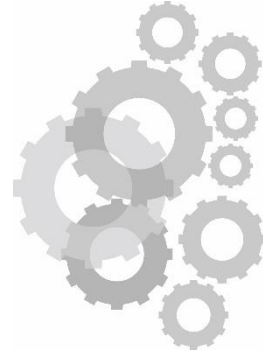
Gambar 6. 2 *Emergency Stop Valve*



Gambar 6. 3 Governor Valve

BAB VII

SISTEM PROTEKSI TURBIN



A. POTENSI KERUSAKAN TURBIN

Kondisi pengoperasian turbin yang tidak normal akan menyebabkan kerusakan pada pabrik dan pegawai

Bahaya yang mungkin meliputi:

- Kecepatan berlebih
- Kegagalan oli pelumas
- Tekanan keluar turbin tinggi (vakum kondensor rendah)
- Kegagalan Governor
- Masuknya air ke sudu
- Kegagalan bantalan
- Getaran berlebihan
- Perbedaan suhu yang berlebihan
- Eksentrisitas berlebihan

Peralatan pengawas biasanya memonitor empat item terakhir. Bahaya yang tersisa memiliki efek lebih langsung pada pabrik. Mereka terdeteksi oleh sistem yang menekan tekanan hidrolik dari sistem *governor*. Ini menghasilkan menutup katup uap dan pemutusan generator.

Daftar sebelumnya termasuk bahaya yang hanya memengaruhi turbin. Bahaya lain yang spesifik ke boiler, generator, transformator, dan koneksi tegangan tinggi juga dapat membuat turbin generator trip.

Konsekuensi dari kecepatan berlebih sangat serius bagi pabrik dan pekerja. Karena itu, sistem pelindung telah dirancang untuk mencegah kecepatan berlebih. Turbin mengatur sistem melindungi unit dari kecepatan berlebih. Namun, jika gagal berfungsi, *separate overspeed tripping system* akan aktif. Ketika generator terhubung ke jaringan, turbin tidak bisa melebihi kecepatan (generator digabungkan secara magnetis dengan jaringan). Kemungkinan kecepatan berlebih terjadi selama *run-up* dan ketika unit terputus tiba-tiba dari beban (selama *Load Rejection*). Unit biasanya terputus dari jaringan karena masalah internal seperti hilangnya minyak pelumas. Kemungkinan kecepatan berlebih biasanya dikurangi dengan mengoordinasikan pembukaan pemutus sirkuit dan penutupan katup uap. Turbin akan melebihi kecepatan ketika torsi yang dihasilkan oleh aliran uap melebihi *countertorque* yang dihasilkan oleh beban. Jadi, bila memungkinkan, katup uap harus ditutup saat unit masih terhubung ke jaringan.

Ketika aliran uap turun di bawah kebutuhan untuk mengatasi kehilangan gesekan [*bearing* dan *windage* (menggosok udara atau hidrogen terhadap generator rotor)], generator mulai bertindak sebagai motor. Itu mulai menarik arus dari jaringan untuk terus berjalan di kecepatan operasional. Pemutus sirkuit sekarang terbuka dengan daya terbalik. Urutan kegiatan ini mencegah kemungkinan *overspeed*. Tipe trip ini dikenal sebagai trip kategori B. Jika katup uap gagal menutup dan generator terputus dari jaringan, unit akan menderita konsekuensi yang lebih besar. Namun, jika generator tetap terhubung ke jaringan ketika katup uap gagal menutup, turbin tidak akan kelebihan kecepatan. Unit dapat dimatikan dengan aman dengan menutup katup penghenti ketel. Semua kondisi trip yang mengikuti ini dikenal sebagai trip kategori B. Mereka termasuk yang berikut:

- Kegagalan *Governor*
- Kegagalan oli pelumas
- Kecepatan berlebih
- Masuknya air
- Berhenti darurat manual

Trip lain, keluar turbin uap tekanan tinggi, dan beberapa trip listrik, memerlukan pemutusan segera generator dari grid. Trip ini dikenal sebagai kategori A. Jika tekanan turbin keluar tinggi, tahap terakhir sudu pada tekanan rendah (LP) turbin akan menjadi terlalu panas dan rusak. Turbin *Unloading Gear* (termasuk dalam sistem *governor*) mengurangi beban turbin untuk menghindari trip. Beberapa unit menggunakan LP sistem spraying. Spray diaktifkan ketika suhu tinggi terdeteksi. Mereka juga digunakan ketika beban turbin turun di bawah nilai yang telah ditentukan. Kemungkinan pemanasan sudu turbin pada beban rendah adalah tinggi. Ini disebabkan oleh aliran rendah yang tidak mampu mengurangi panas yang dihasilkan. Turbin LP juga memiliki diafragma pecah yang dipasang di casing. Turbin beroperasi pada tekanan yang sedikit lebih tinggi dari atmosfer.

Pompa arus bolak-balik (AC) dan arus searah (DC) memastikan kontinuitas pasokan minyak pelumas ke bantalan. Namun, dalam kasus fraktur pipa, turbinnya trip karena tekanan oli pelumas rendah. Jika sistem governor gagal (mis., Karena kegagalan lebih dari satu saluran), sinyal *tripping* dikirim ke skema perlindungan.

Air dapat memasuki turbin karena kegagalan fungsi boiler atau kontrol umpan. Kejadian ini memiliki kemungkinan lebih tinggi untuk terjadi selama variasi beban. Steam basah atau bahkan *slug* bisa masuk ke saluran uap bertekanan tinggi (HP). Perlindungan yang diperlukan bervariasi dengan jenis boiler dan tingkat bahaya. Jika *superheated*

Steam disuplai dari drum uap, perlindungan turbin mungkin tidak diperlukan jika kehilangan pembakaran ketel dapat dideteksi secara memadai. Dalam hal ini, operator dapat mengambil tindakan korektif yang diperlukan.

Jika uap panas berlebih dipasok dari boiler sekali pakai, turbin harus di trip pada suhu uap rendah sebelum uap jenuh mencapai turbin. Jika turbin tidak trip dalam kasus ini, sudu turbin bisa menjadi retak. Masuknya tiba-tiba uap basah dapat menghasilkan beban aksial (dorong) yang signifikan pada sudu turbin. Jadi, pabrik harus dirancang untuk menerima kondisi ini atau dilindungi dari itu. Air juga bisa masukkan turbin dari feedheaters (arus balik). Ini dapat terjadi pada *Load Rejection*. Dalam hal ini, tekanan di dalam turbin turun ke nilai yang lebih rendah daripada yang ada di *feed heaters*. *Check Valve* dipasang pada garis ekstraksi ke pemanas umpan untuk mencegah *reverse flow*.

B. SKEMA PERLINDUNGAN

Ada dua jenis perangkat yang memulai sistim tripping:

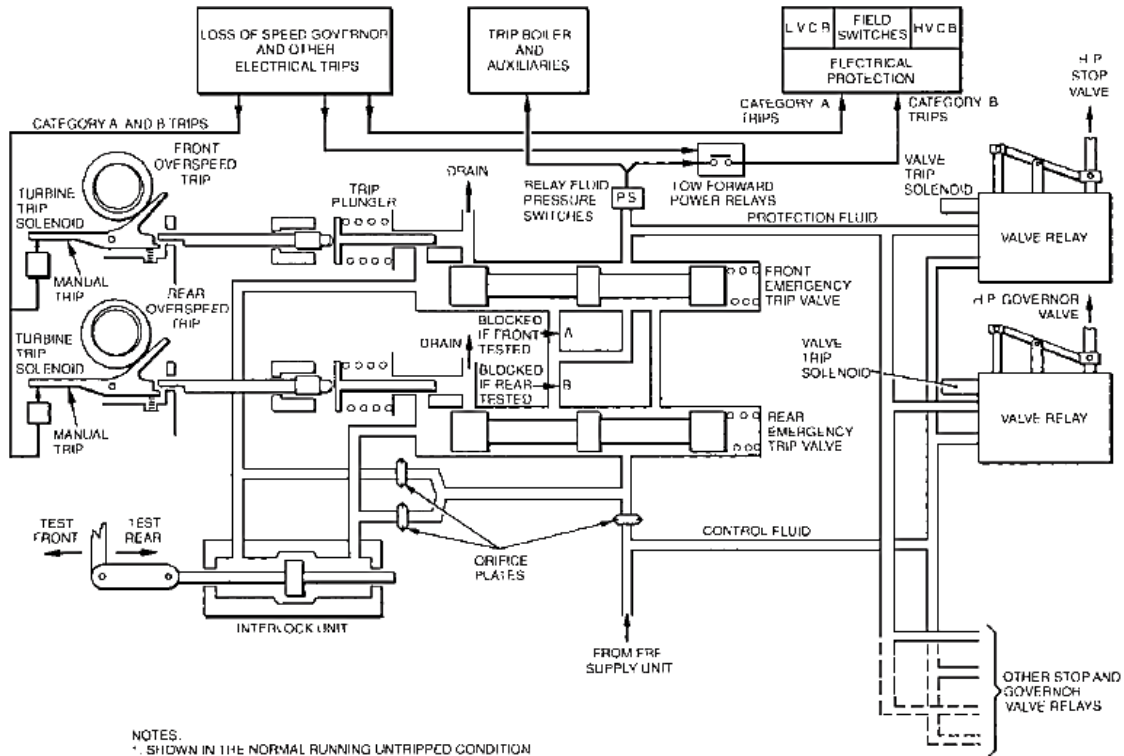
1. Peralatan yang dioperasikan oleh kontak penggantian listrik
2. Perangkat yang mampu menjatuhkan sistem fluida hidrolis secara langsung

Sistim menutup katup uap turbin dan membuka pemutus sirkuit generator. Seperti yang dijelaskan sebelumnya, Trip dibagi ke dalam kategori A dan B. Redundansi dibangun ke dalam sistem *tripping*. Kegagalan satu elemen dalam sistem tidak mencegah tripping. Sistem termasuk fitur untuk menghindari trip palsu sebanyak mungkin. Gambar 7.1 mengilustrasikan fungsi utama dari sistem tripping hidrolis.

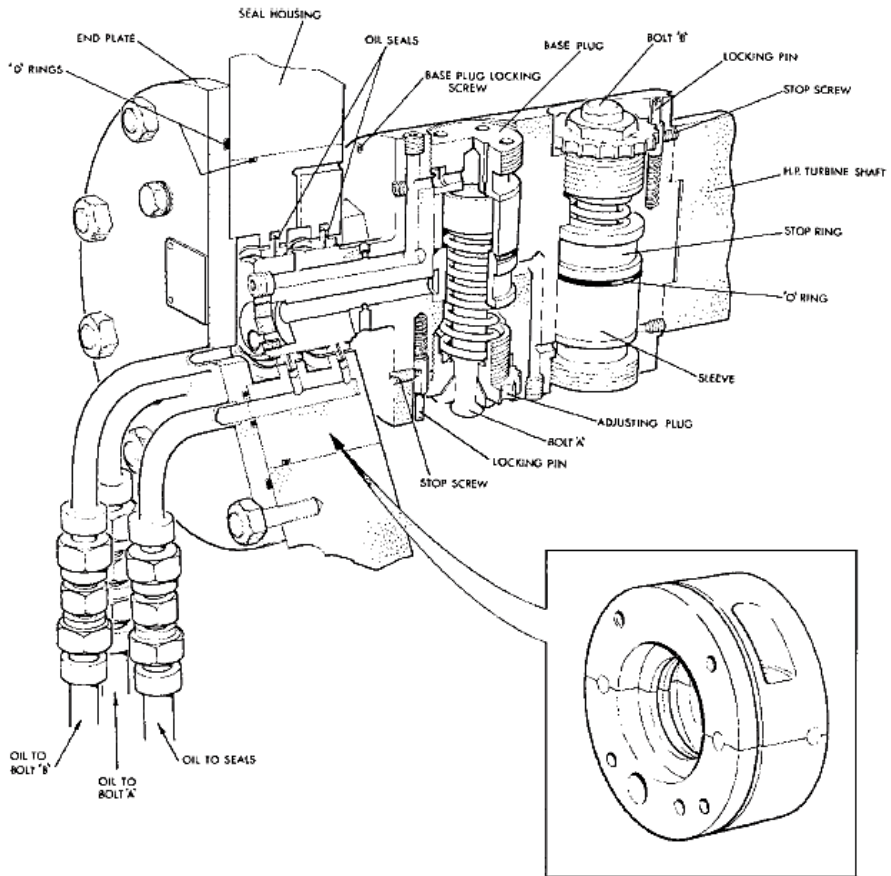
Antarmuka dengan sistem tripping listrik dan relay dari emergency stop valves (ESV) dan governing valves (GV) juga diperlihatkan. Redundansi listrik Sistem trip tidak ditampilkan.

Unit ini memiliki dua set katup trip darurat dan trip plunger. Setiap set dikaitkan dengan satu set baut trip *overspeed* yang dipasang di poros turbin. Cairan tekanan tinggi dialirkan ke katup trip darurat. Jika salah satu katup menyebabkan trip (yaitu, pindah ke kiri), cairan pelindung akan dihubungkan untuk mengalir melalui pipa A atau pipa B. Hal ini menghasilkan penutupan semua katup turbin uap. Tekanan cairan kontrol dipertahankan untuk menghindari konsumsi cairan berlebih dari unit pasokan cairan tahan api (FRF).

Plungers trip pegas mengoperasikan katup trip darurat. Selama operasi normal, keran mempertahankan pegas dalam kompresi. Keran dipegang oleh lengan dan kait pengunci berbentuk Y. Ketika trip *overspeed* dimulai, trip manual atau trip solenoid melepaskan kait pegas. Dengan demikian, cairan proteksi pada tekanan tinggi di ruang yang terletak di ujung kiri dari katup trip darurat dilepaskan dan kemudian mengalir. Hal ini menyebabkan katup bergerak ke posisi trip. Perlu dicatat bahwa ketika trip *overspeed* terjadi, cairan pada sisi yang sesuai dari unit interlock akan mengalir. Piston di unit interlock akan bergerak, memaksa trip darurat kedua trip. Unit hidraulik tambahan (tidak diperlihatkan) digunakan untuk mengatur ulang penjepit dan kait trip sebelum *run-up* trip berikutnya. Pengujian rutin saat beban dilakukan untuk mengidentifikasi dan memperbaiki kesalahan dalam sistem trip.



Gambar 7. 1 Sistem Trip Hidrolik (1) operasional normal tanpa trip. (2) alat isolasi dan reset tidak ditampilkan



Gambar 7. 2 *Overspeed Governor*

C. **OVERSPEED TRIP**

Overspeed trip dimulai ketika sistem *governor* gagal membatasi kenaikan kecepatan poros turbin. Ini adalah garis pertahanan terakhir untuk mencegah kegagalan turbin yang besar.

Turbine overspeed dapat terjadi setelah *Load Rejection* (ketika unit terlepas dari dari). Ini juga dapat terjadi ketika unit beroperasi di *islanding (unsynchronized)*. Jika sistem *governor* gagal, aliran uap yang lebih tinggi dapat memasuki turbin, mengarah ke *overspeed*.

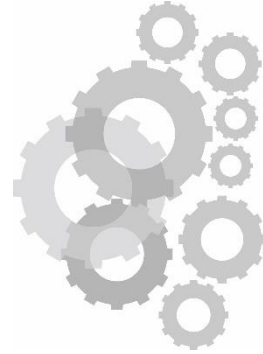
Jika kecepatan menjadi berlebihan (mendekati 100 persen), gaya sentrifugal bekerja pada bagian yang berputar menjadi sangat tinggi. Sudu akan mulai pecah dan menembus casing. Pabrikan biasanya melakukan tes kecepatan lebih di 120 persen dari kecepatan. Kecepatan ini jauh lebih rendah dari batas desain pecah sudu dapat terjadi (180 hingga 200 persen melebihi kecepatan). Trip *overspeed* biasanya diatur dalam kisaran kecepatan 110 hingga 112,5 persen.

Sepasang baut trip pegas digunakan untuk mendeteksi kecepatan berlebih. Mereka sudah terpasang di sepanjang poros di ujung turbin HP (Gambar. 7.2). Setiap saluran trip dikaitkan dengan satu baut trip. Setiap unit dapat diuji dengan beban. Pusat gravitasi baut terletak pada jarak pendek dari *axis* rotasi. Pada kecepatan normal, baut ditempatkan oleh pegas. Ketika titik setel trip *overspeed* tercapai, gaya sentrifugal bertindak pada baut melawan gaya pegas. Baut meluas melewati poros. Tuas trip statis dan melepaskan kait yang menyebabkan turbin trip. *Tripping Speed* diatur ketika turbin dalam kondisi diam.

Overspedd Trip Test dapat dilakukan tanpa benar-benar melebihi kecepatan turbin atau mengambil set off-load. Sistem "*front*" atau "*rear*" dipilih untuk pengujian. Tindakan ini otomatis mengisolasi *emergency trip valve* yang terkait. Pasokan minyak pelumas di bawah tekanan diinjeksikan ke poros turbin yang berputar. Mengalir melalui porting ke kecepatan berlebih baut sedang diuji. Baut bergerak keluar dan trip katup trip daruratnya melalui tuas dan pendorong *tripping*. Tekanan tes kemudian dilepaskan. Item-item tersebut di-reset, dan baut kedua diuji.

BAB VIII

INSTRUMENTASI TURBIN



A. KATEGORI INSTRUMENTASI

Enam kategori instrumentasi turbin adalah

- Instrumentasi pengawasan
- Instrumentasi efisiensi
- Instrumentasi sistem bantu
- Instrumentasi pemantauan kondisi
- Instrumentasi yang terkait dengan peralatan perlindungan dan kontrol
- Instrumentasi untuk memberikan catatan pasca-kecelakaan

Yang paling penting dari keenam kategori ini adalah pengawasan dan instrumentasi efisiensi. Hal ini adalah karena peran penting yang mereka mainkan dalam memantau keselamatan pabrik dan produksi listrik.

Pengawasan Instrumentasi

Instrumen pengawasan diperlukan terus menerus untuk menentukan kondisi komponen yang berputar maupun diam. Fungsi utama dari instrumen pengawasan:

- Untuk memastikan operasi yang aman dalam batas yang dapat diterima.
- Untuk memberikan peringatan tingkat lanjut tentang penurunan kinerja turbin generator. Pemeliharaan atau

pembatasan sementara dalam mode operasi mungkin diperlukan. Parameter yang diukur meliputi:

- a. Posisi aksial rotor. Pengukuran ini memberikan gerakan aksial relatif rotor. Mereka digunakan untuk memastikan bahwa margin izin dipertahankan di bawah semua kondisi operasi. Pengukuran ini biasanya dilakukan pada setiap silinder mesin.
- b. Perluasan silinder. Pengukuran ini memberikan gerakan radial yang relatif antara rotor dan stator. Mereka digunakan untuk memastikan bahwa margin dipertahankan dalam semua kondisi operasi. Pengukuran ini biasanya diambil pada setiap silinder mesin.
- c. Getaran alas tumpuan. Pengukuran ini dilakukan pada setiap bantalan. Mereka terus memonitor perilaku dinamis mesin.
- d. Eksentrisitas poros. Ekskursi radial rotor (puncak-ke-puncak) relatif terhadap bagian stasioner diukur pada setiap rotor. Ini dilakukan untuk menunjukkan abnormal atau kondisi tidak aman.
- e. Kecepatan poros. Kecepatan poros diukur secara independen dari pengatur turbin. Pengukuran ini digunakan untuk referensi operator. Ini terutama digunakan saat *run-up*.
- f. Posisi katup uap. Posisi setiap katup uap diukur. Pengukuran ini digunakan sebagai referensi umum untuk operator. Mereka digunakan jika beban dapat ditingkatkan atau untuk tujuan diagnostik.

- g. Pengukuran suhu logam. Suhu turbin diukur selama operasi normal dan kondisi transien. Instrumen ini terletak di pressure (HP) dan chest interceptor steam valve, dan di dalam silinder HP dan turbin tekanan menengah (IP).
- h. Keausan bantalan dorong. Pengukuran ini dilakukan untuk memastikan bahwa keausan bantalan dorong berada dalam batas yang dapat diterima. Jika keausan lebih tinggi dari batas yang dapat diterima, rotor generator turbin akan bergerak sehubungan dengan stator. Hal ini dapat memberikan dampak serius pada mesin.

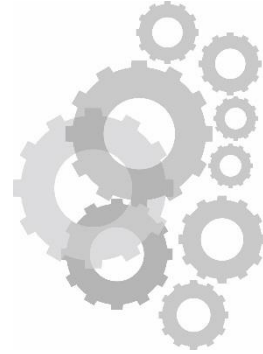
Semua parameter yang diukur ditampilkan secara terus menerus untuk operator.

B. INSTRUMENTASI EFISIENSI

Instrumen ini digunakan untuk menentukan atau menyimpulkan efisiensi termal pabrik. Informasi disimpan untuk menentukan tren jangka panjang. Suhu dan tekanan uap dan air diukur di berbagai lokasi di seluruh pabrik. Ukuran ini diambil untuk memastikan bahwa peralatan pabrik beroperasi secara efisien. Misalnya, kondisi uap dan air di saluran masuk dan keluar ke pemanas air umpan. Operasional yang tidak memuaskan kemungkinan tidak akan mengakibatkan penghentian pabrik; Namun, itu akan mengakibatkan penurunan efisiensi.

BAB IX

SISTEM LUBRIKASI



A. PERSYARATAN LUBRIKASI

Bantalan turbin harus dilumasi untuk mencegah kerusakan yang disebabkan oleh keausan yang menyebabkan peningkatan suhu. Poros generator dan turbin perlu diangkat sebelum memulai operasi. Sistem *jacking oil* digunakan untuk fungsi ini.

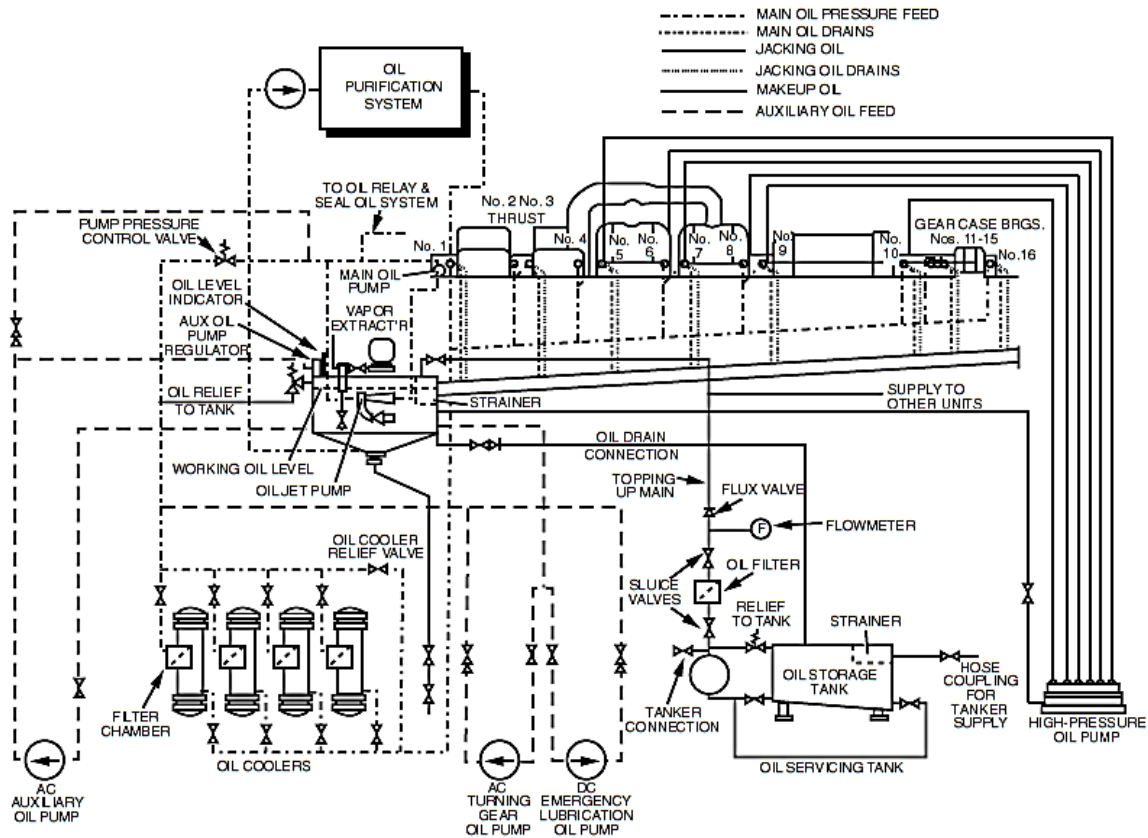
Tujuan pelumasan bantalan adalah sebagai berikut:

1. Untuk memberikan irisan minyak hidrodinamik antara bantalan dan poros.
2. Untuk menyediakan aliran minyak untuk mempertahankan logam putih dari bantalan di bawah 110°C . Sumber panas di dalam bantalan yaitu:
 - a. Konduksi termal
 - b. Gesekan antara film minyak, jurnal (bagian poros di dalam bantalan), dan logam putih bantalan
 - c. Turbulensi dalam minyak itu sendiri

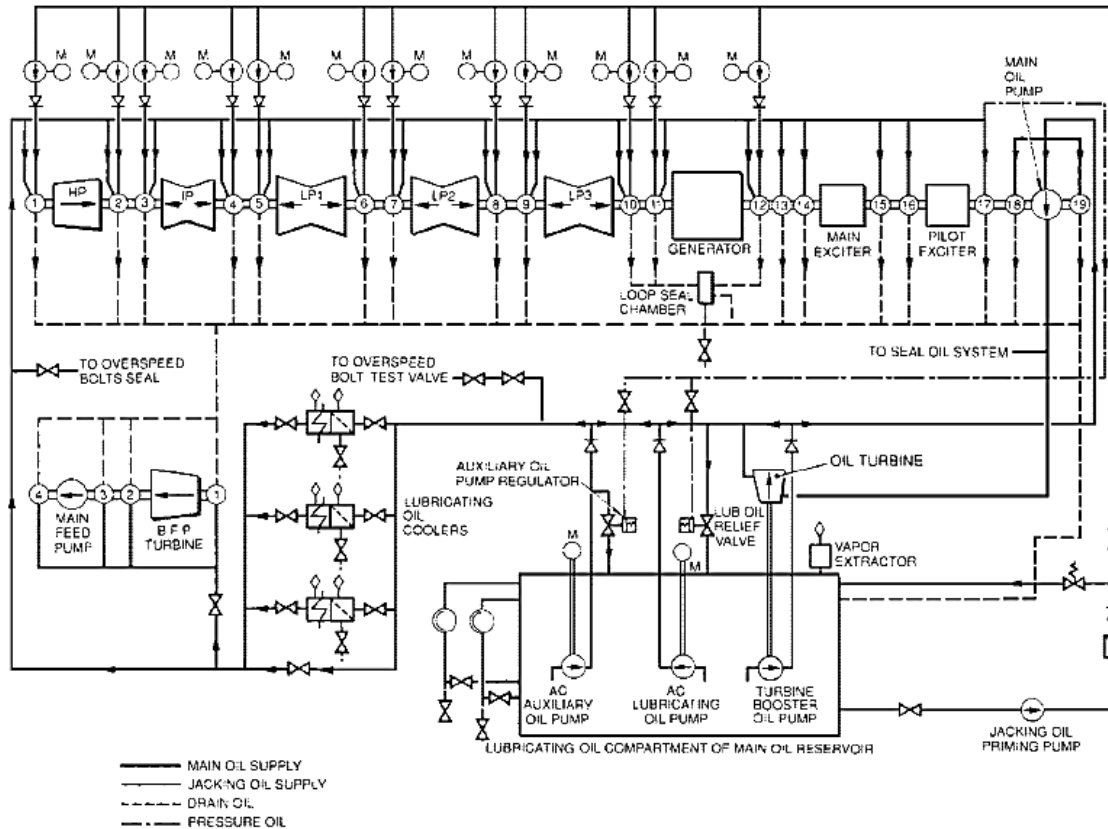
Suhu oli yang meninggalkan bantalan biasanya terbatas pada 71°C . Unit yang lebih lama menggunakan oli yang sama untuk kontrol turbin, perlindungan, dan pelumasan (Gambar. 9.1). Penggunaan unit modern cairan tahan api (FRF) dengan tekanan 7 hingga 17,5 Megapascal (MPa) untuk sistem pengaturan turbin. Gambar 9.2 mengilustrasikan sistem minyak pelumas unit modern. Sebuah pompa sentrifugal secara langsung pompa digerakkan menghasilkan minyak pada 1,1 MPa. Minyak dari

pompa ini melewati minyak turbin. Tekanan oli berkurang melintasi turbin menjadi 0,3 MPa. Turbin oli menggerakkan pompa pendorong yang memasok minyak dari tangki utama ke *suction* pompa minyak sentrifugal. Sistem dilindungi terhadap tekanan berlebih oleh katup pelepas yang dipasang pada tangki minyak. Katup pelepas terhubung ke saluran pasokan oli bantalan. Selama operasi normal, pompa oli utama penggerak langsung menghasilkan sumber minyak pelumas yang sangat andal. Pompa oli bantu arus bolak-balik (AC) menyediakan pelumasan selama *start-up* dan *shutdown*. Pompa tambahan arus searah (DC) menyediakan pelumasan selama keadaan darurat shutdown (akibat kehilangan pasokan AC) atau ketika pompa AC gagal untuk bekerja. Minyak pelumas juga disuplai ke *generator hydrogen seals* dari sistem. Namun, unit terkini memiliki sistem minyak segel terpisah untuk mencegah kontaminasi minyak utama dengan hidrogen. Pada unit-unit ini, pasokan dari minyak pelumas utama digunakan sebagai cadangan untuk *seal oil system*. Pada unit modern, sistem oli pelumas memasok:

- Setiap bantalan jurnal untuk turbin, generator, dan exciter.
- *Main thrust surge bearing*.
- *generator hydrogen seals* (baik suplai tunggal atau sistem cadangan).
- Bantalan pada pompa umpan boiler yang digerakkan oleh turbin (di pabrik yang memiliki fitur ini).
- Sistem oli pelumas juga memiliki filter, saringan, pendingin, dan ventilasi tangki.



Gambar 9. 1 Sistem Pelumasan dan relay pada Turbin generator tipe lama



Gambar 9. 2 Sistem Pelumasan Pada Turbin Generator Modern

Tangki oli pelumas unit terhubung ke:

- Tangki minyak bersih
- Tangki minyak kotor
- Sistem pemurnian minyak

Pompa dan pipa mengizinkan transfer minyak:

- Dari tangki minyak bersih ke unit tangki minyak melalui unit pemurnian minyak
- Dari tangki minyak bekas ke unit tangki minyak melalui unit pemurnian minyak
- Untuk mengalirkan semua oli dalam sistem ke dalam tangki oli
- Untuk memindahkan semua oli dari tangki oli ke stasiun tangki oli bekas
- Untuk memindahkan semua oli dari *road oil tanker* ke stasiun tangki oli bersih
- Untuk memindahkan oli dari stasiun tangki oli bekas ke *road oil tanker*
- Untuk memproses oli di unit tangki atau oli di stasiun oli bersih melalui pemurnian
- Untuk memproses oli dalam tangki unit atau stasiun tangki oli bersih melalui pemurnian portabel

Gambar 9.3 Mengilustrasikan pengaturan skematis dari peralatan yang digunakan.

B. POMPA MINYAK

Pompa Minyak Pelumas Utama

Pompa oli pelumas utama biasanya langsung digerakkan dari poros utama. Hal ini dilakukan untuk memastikan pasokan minyak yang sangat andal. Gambar 9.4 mengilustrasikan pompa sentrifugal

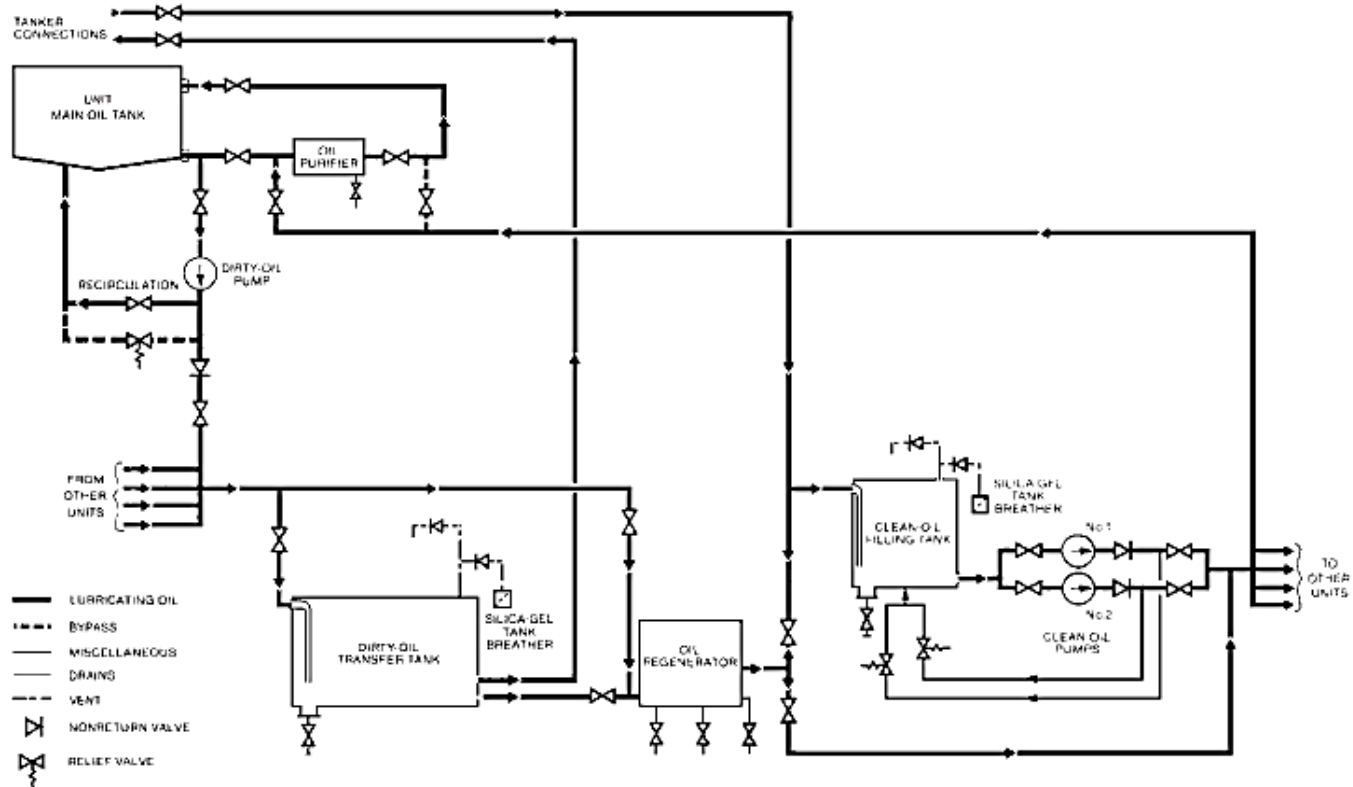
yang digunakan sebagai pompa oli pelumas utama di unit modern. Aliran minyak sekitar 100 L / dt (untuk unit 660-MW). Tekanan isap sekitar 0,3 hingga 0,4 MPa.

***Oil Booster Pump* berpengerak Turbin**

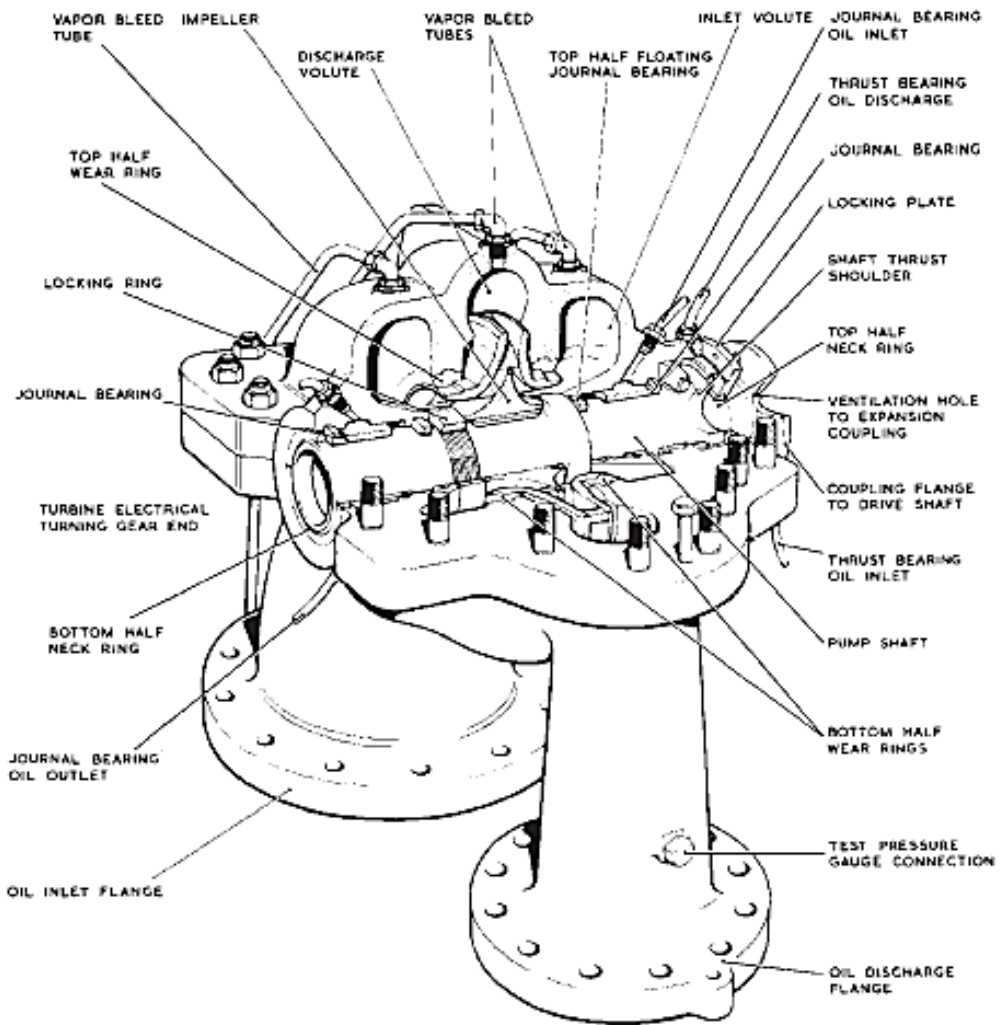
Oli yang keluar dari pompa oli utama melewati turbin oli untuk meningkatkan keandalan pasokan minyak pelumas. Turbin minyak dipasang di atas tangki minyak. Turbin menggerakkan pompa celup sentrifugal yang, yang menyalurkan oli ke *suction* pompa oli utama.

Pompa Oli Bantu berpengerak AC DC Motor

Pompa oli bantu AC mengalirkan oli ke bantalan selama *start-up* dan *shutdown* normal. Pompa DC mengalirkan oli ke bantalan selama *shutdown* darurat (saat daya AC hilang). Ini adalah pompa sentrifugal dengan sisi hisap yang terendam. Pompa digantung dari atas tangki. Pengaturannya mirip dengan yang ada pada Gambar 9.5, tetapi turbin oli diganti dengan motor AC atau DC. Pompa bantu AC menyalurkan oli sekitar 0,3 MPa. Ini juga menggerakkan pompa minyak utama. Pompa AC dan DC memiliki kapasitas sekitar 7 hingga 12 L / s.



Gambar 9. 3 Sistem Pengkondisian dan penyaluran pelumasan



Gambar 9. 4 Pompa Minyak Pelumasan Utama

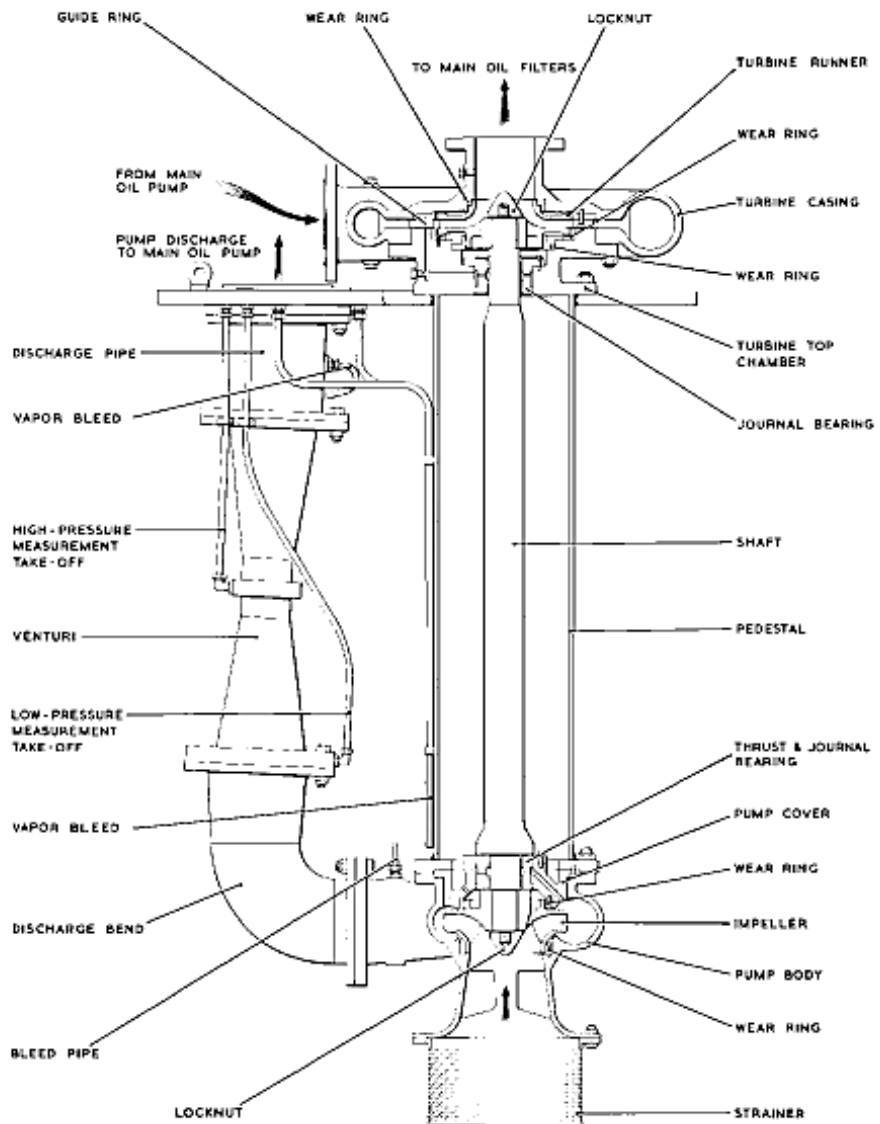
Jacking Oil Pumps dan Priming Pumps

Pompa oli pengangkat mengalirkan oli sekitar 30 MPa ke bantalan. Ini adalah pompa perpindahan positif berpengerak motor.

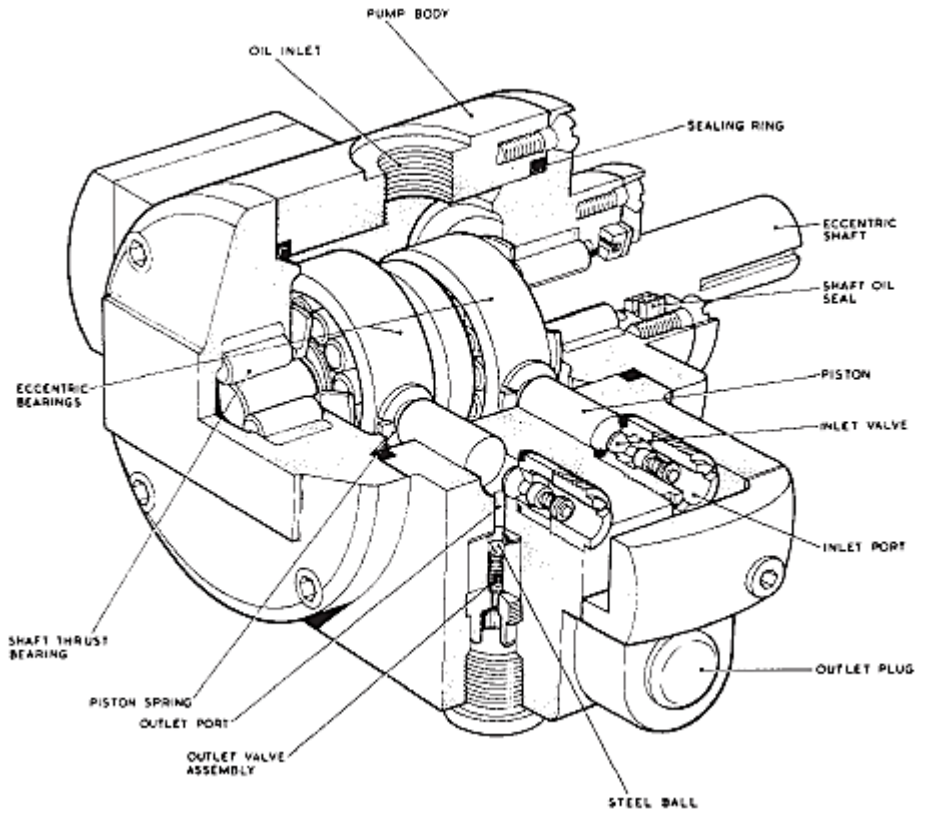
Mereka adalah pompa multiplunger (Gambar. 9.6) atau pompa roda gigi dua poros (Gambar. 9.7).

C. TANGKI MINYAK

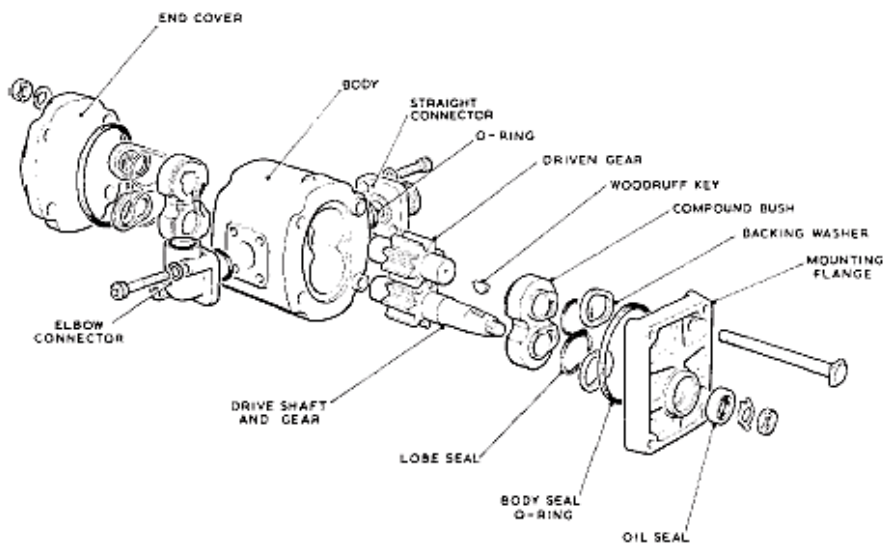
Tangki oli utama (Gambar. 9.8) memiliki kapasitas 75 m³ pada unit modern. Kerja normal volume sekitar 50 m³. Pelat penyekat memisahkan oli yang kembali ke tangki dan pompa hisap untuk membantu *deaeration* dan *settlement*. Ini juga mencegah pembentukan kantong minyak yang stagnan. Tangki dirancang untuk menyediakan sekitar 7 menit waktu transit oli saat kembali dan hisap. Tren dalam unit modern adalah untuk menyediakan bagian mandiri dari tangki untuk *hydrogen seal system*. Ini dilakukan untuk menghilangkan kemungkinan gas hidrogen memasuki sistem minyak pelumas utama. Jika sistem oli pelumas digunakan untuk menyediakan *oil seal* generator, *detraining chamber* dipasang untuk menghilangkan semua hidrogen sebelum mencampur *seal oil* dengan minyak pelumas. Semua minyak kembali ke tangki melewati saringan dengan mesh yang kasar. Hal ini dilakukan untuk membantu *deaeration* dan menangkap kotoran yang besar. Banyak unit mengalami korosi pada antarmuka udara / oli di tangki. Ini disebabkan oleh air dan uap air dalam minyak. Tangki minyak utama sekarang terbuat dari stainless steel atau baja ringan dengan perlindungan cat fenolik khusus tahan terhadap korosi. Minyak bantalan katup pelepas tekanan dan dua pompa ekstraksi uap dipasang di atas tangki di samping pompa minyak. Satu pompa ekstraksi uap digunakan untuk menghilangkan air dan uap minyak dari tangki. Yang kedua digunakan untuk mengekstraksi uap hidrogen dan minyak dari tangki detraining.



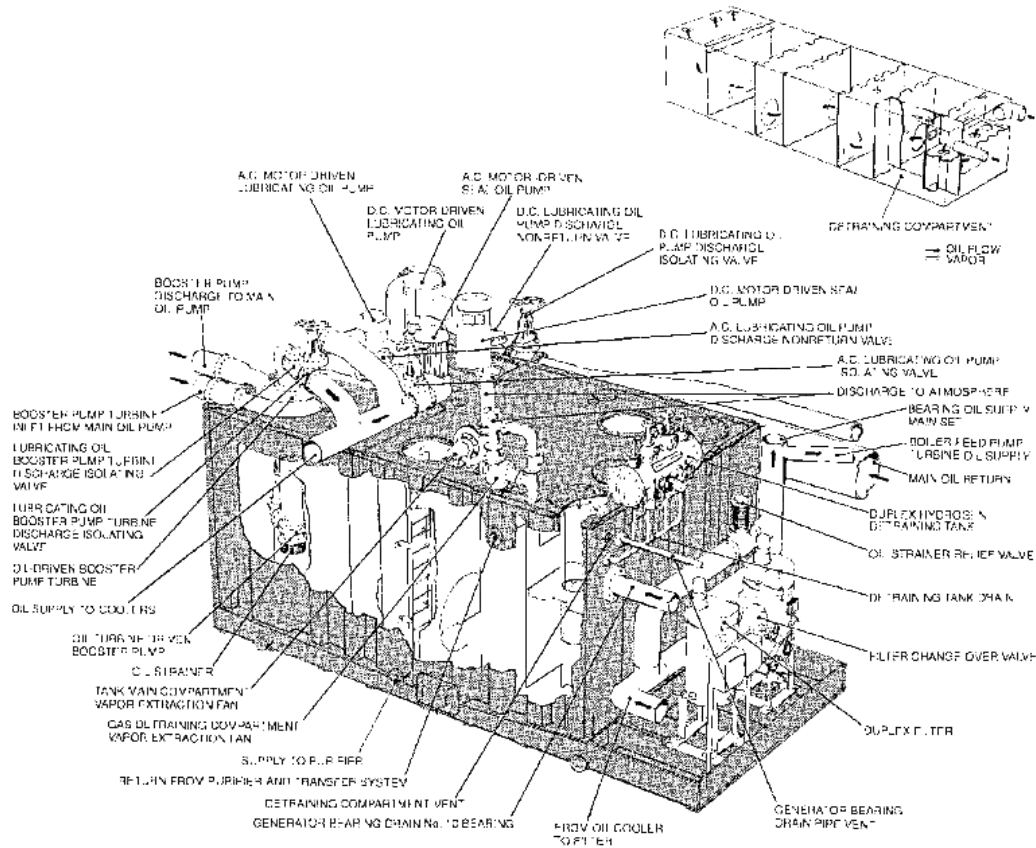
Gambar 9. 5 Turbine-driven oil booster pump.



Gambar 9. 6 Multiplunger jacking oil pump.



Gambar 9. 7 Gear-type jacking oil/priming pump



Gambar 9. 8 Susunan Umum Tangki Oli Utama

D. PERPIPAAN

Desain tindakan pencegahan khusus terhadap kebocoran minyak dan bahaya kebakaran diambil untuk pipa yang digunakan di *jacking oil* dan sistem minyak pelumas. Pipa minyak dibentuk supaya memiliki kecepatan antara 1 dan 5 m / s. Selungkup atau saluran dipasang di sekitar pipa minyak pada *discharge* pompa. Jumlah sambungan pipa diminimalkan dengan memaksimalkan panjang jalur pipa. Semua sendi pipa dilas kelas tipe 1. Di pintu keluar dari area saluran, pipa pelindung dipasang di sekitar pipa minyak bertekanan. Hal ini dilakukan untuk menampung dan mendeteksi kebocoran minyak. Perpipaan antara pompa dan filter terbuat dari baja ringan. Beberapa unit menggunakan pipa baja stainless setelah filter untuk meminimalkan korosi. Jika udara tidak dilepaskan melalui bantalan, sebuah ventilasi udara otomatis dari pipa dari titik tertinggi ke tangki minyak dipasang. Udara ventilasi ke tangki oli dipasang pada filter oli. Mereka melepaskan udara yang menumpuk selama operasi atau perawatan ke tangki minyak.

E. PENDINGIN MINYAK

Fungsi pendingin (penukar panas) adalah untuk menurunkan suhu minyak meninggalkan bantalan di bawah batas yang dapat diterima. Pendingin redundan pasang untuk memungkinkan perawatan harus saat unit sedang beroperasi. Pengaturan normal adalah tiga pendingin 50 persen atau dua 100 persen. Pendingin oli dipasang secara vertikal. Air mengalir melalui tabung dalam pengaturan dua jalur. Minyak mengalir di sisi cangkang pendingin melalui serangkaian baffle. Dalam unit modern, cangkang pendingin dibuat dari baja ringan dan tabung titanium. Bundel tabung memiliki pelat tabung apung untuk mengakomodasi ekspansi termal. Pendingin juga memiliki pelat ujung. Sistem ini memungkinkan pembersihan pendingin tanpa membongkar

pipa air. Panas yang dilepaskan oleh setiap pendingin sekitar 2 MW. Filter oli terintegrasi dengan cangkang pendingin pada beberapa unit (Gambar. 9.9). Sebuah *automatic bypass of the oil coolers* biasanya dipasang. Ini memungkinkan oli untuk melewati pendingin setelah penurunan tekanan yang berlebihan di pendingin. Sistem kontrol otomatis didasarkan pada suhu outlet oli.

F. STRAINER DAN FILTER MINYAK

Strainer oli adalah rakitan tipe keranjang yang terbuat dari *coarse wire mesh*. Mereka dirancang untuk menangkap kotoran besar yang memasuki tangki minyak utama. Mereka memastikan bahwa aliran mencapai *suction* pompa tidak akan merusak pompa. Strainer dapat diangkat keluar dari tangki untuk menghilangkan dan memeriksa *debris* yang dikumpulkan. Dua sistem utama filtrasi oli pelumas adalah

1. *Cartridge Filter*.

Filter cartridge masuk ke dalam casing pendingin oli. Setiap kartrid dirancang untuk menyaring 13 L / s minyak panas. Ukuran partikel nominal adalah 10 m. Setiap pendingin menggunakan hingga 4 kartrid sekali pakai. Hanya diperlukan dua pendingin untuk pekerjaan 100 persen.

2. *Duplex Filter*.

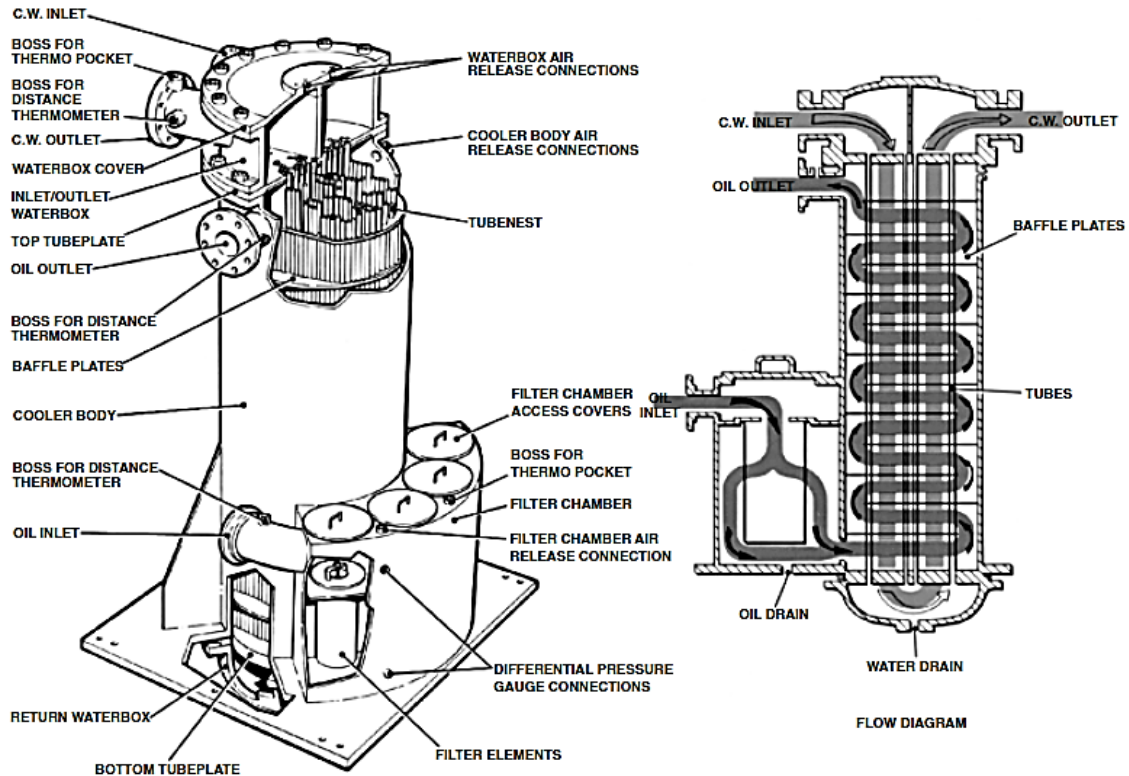
Filter dupleks dipasang setelah pendingin oli. Beberapa filter yang dapat terurai digunakan kadang-kadang. Mereka memiliki fasilitas untuk penggantian saat dibebani. Filter pelat duplex juga digunakan dalam aplikasi ini. Mereka juga bisa dibersihkan pada saat berbeban. Ada dua kompartemen dalam filter tipe pelat. Setiap kompartemen memiliki lima unit filter. Setiap perakitan terbuat dari serangkaian pelat dan ruang. Tingkat filtrasi adalah 75 m. Setiap kompartemen menerima setengah aliran minyak. Filter ini memungkinkan semua

aliran melewati satu kompartemen. Konfigurasi ini digunakan selama penggantian, inspeksi, atau pemeliharaan berbeban di satu kompartemen. Selama operasi normal, kapasitas filter sekitar 106 L / dtk di bawah penurunan tekanan 0,3 bar.

Filter biasanya dibersihkan secara otomatis ketika perbedaan tekanan mencapai 0,45 bar pada filter. Setiap unit filter plat diputar terhadap scraper bar. *Debris* dari masing-masing filter jatuh ke *Sump* (bah) di bagian bawah rumah filter. Bah dibersihkan secara teratur. Gambar 9.10 mengilustrasikan filter tipe pelat. Jika filter tipe pelat digunakan, filtrasi tambahan diperlukan untuk pasokan minyak ke:

- *Thrust Bearing*
- Roda gigi pemutar, pompa minyak jacking (Jacking Oil, roda gigi, dan kopling)
- Pompa oli utama, bantalan dorong, dan semprotan pendingin

Minyak yang disuplai untuk tugas-tugas ini diambil dari *discharge* filter dan melewati filter tipe pelat dupleks tambahan seperti Gambar 9.10. Ada empat rakitan filter plat di setiap kompartemen filter tambahan ini. Tipe ini hanya bisa dibersihkan secara manual. Aliran normal melalui filter adalah 16 L / s di bawah penurunan tekanan 0,2 bar dengan kedua kompartemen.



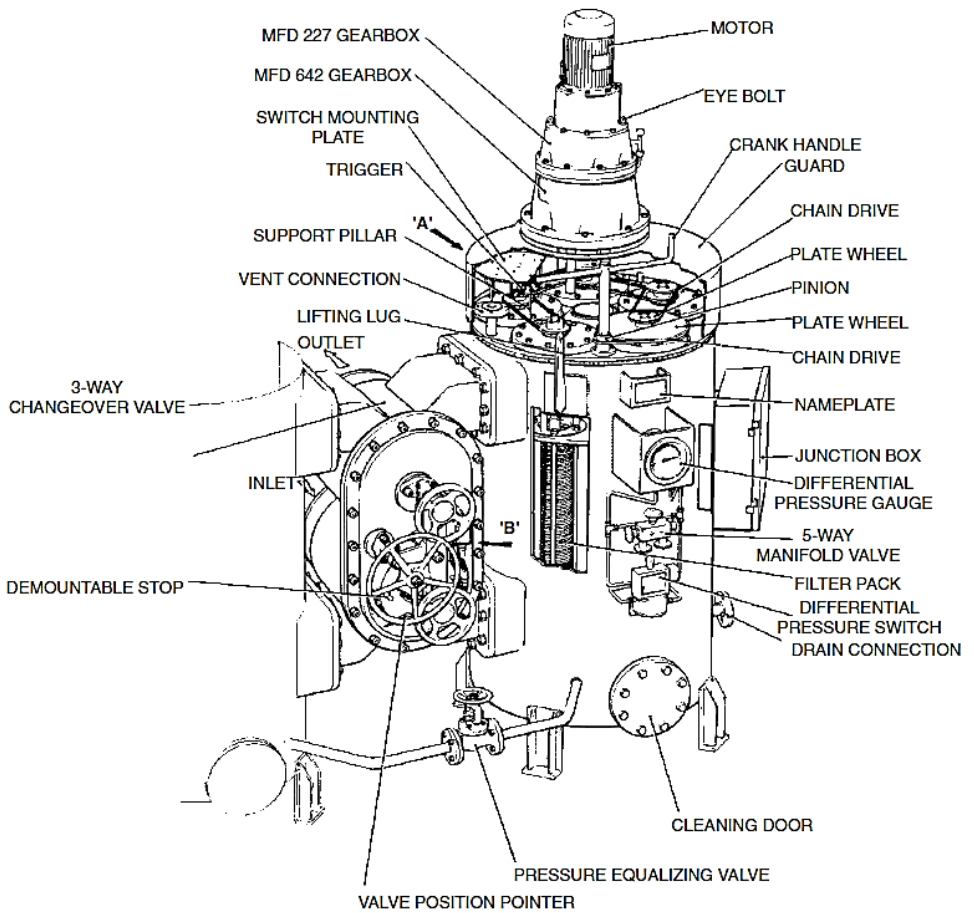
Gambar 9. 9 Pendingin Oli yang terintegrasi dengan *filter*

G. OIL PURIFIER DAN COALESCER

Kebocoran uap dari kelenjar turbin merupakan sumber utama kontaminasi minyak pelumas. Uap mengembun saat bersentuhan dengan rumah bantalan. Kondensat terdispersi karena minyak. Oli bekas biasanya mengandung partikel aus, oksida, asam larut, dan lumpur. Kotoran ini harus dihilangkan dari minyak untuk memperpanjang masa pakainya dan mempertahankan pelumasan yang memadai. Selama operasi normal, di sana adalah dua sistem utama yang digunakan pada *bypass duty continuously*. Ada juga sistem regenerasi minyak. Sistem on-line yang digunakan meliputi *centrifugal separation systems* dan *static oil purifiers/coalescers*.

Sistem Pemisahan Sentrifugal

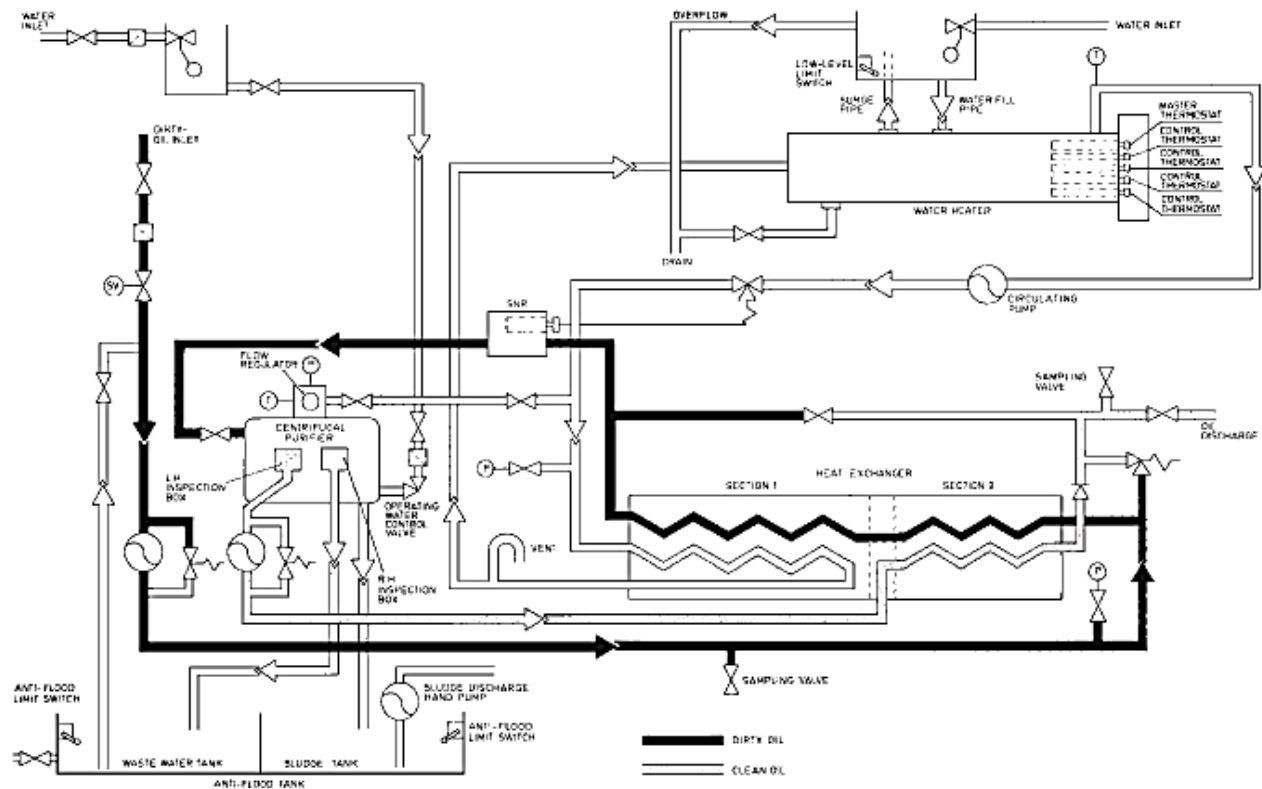
Sistem pemisahan sentrifugal telah digunakan selama bertahun-tahun. Mereka membutuhkan pertimbangan perawatan yang dapat dilakukan dan penyesuaian yang cermat untuk efektivitas terbaik. Gambar 9.11 menggambarkan pengaturan khas dari sistem ini. Sistem beroperasi berdasarkan prinsip bahwa jika campuran disentrifugasi, fluida mengendap secara radial dengan fluida yang memiliki gravitasi spesifik tertinggi terpisah paling luar. Minyak kotor dari tangki minyak utama dikirim ke *purifier*. Melewati pemanas / pendingin regeneratif. Dipanaskan hingga 75 ° C. Ini adalah suhu terbaik untuk pemisahan sentrifugal. Minyak memasuki mangkuk pemisah. Gaya sentrifugal memisahkan campuran berdasarkan kepadatannya berbeda. Minyak bersih dikumpulkan oleh kerucut terbalik (Gambar. 9.12). Keluar melalui outlet minyak bersih. Air dan asam dikeluarkan dari pemisah. Padatan menumpuk di bagian bawah mangkuk dan dibuang secara teratur. Minyak panas bersih masuk pemanas regeneratif atau pendingin. Kemudian dikembalikan ke tangki minyak utama. Tingkat aliran minyak melalui pemurni adalah sekitar 10 persen dari total persediaan minyak per jam.



Gambar 9. 10 Filter Oli tipe Pelat

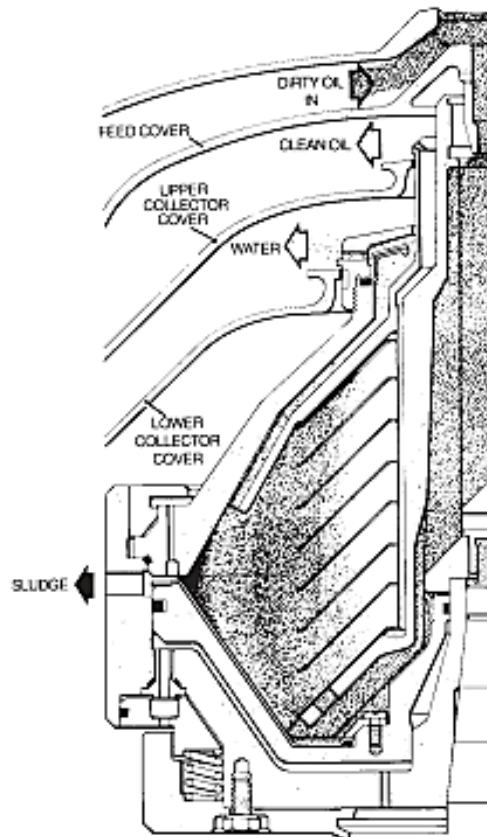
Pemurni Minyak Statis / *Coalescers*

Gambar 9.13 menggambarkan pembersih minyak. Ini adalah sistem baru. Minyak mengalir melalui *purifier* adalah sekitar 17 persen dari total persediaan minyak per jam. Aliran minyak awalnya masuk melalui serangkaian layar miring *fine-mesh*. Air menyatu pada *screen* lalu jatuh turun ke bagian bawah setiap layar, kemudian mengalir. Minyak masuk melalui serangkaian wadah poliolefinik. Materi partikulat disaring. Akhirnya, minyak melewati 5 m *pressure filter*. Ini kemudian dikirim kembali ke tangki minyak utama. Karena minyak tidak dipanaskan ketika memasuki pemurni, ada risiko yang lebih tinggi dari pertumbuhan bakteri dan jamur. Minyak yang digunakan diregenerasi dalam sistem transfer oli di stasiun. Minyak diambil untuk regenerasi dari unit tangki minyak atau stasiun tangki minyak kotor. Mengalir sekitar 1,1 m³/h melalui instalasi regenerasi seperti Gambar 9.14.

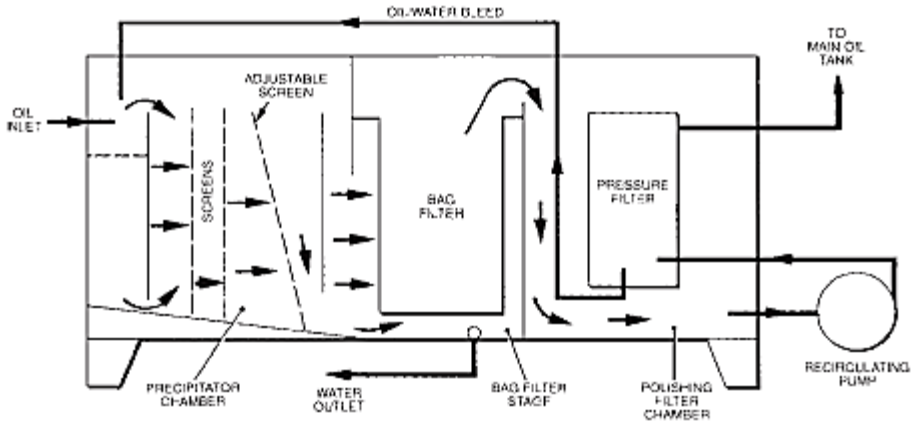


Gambar 9. 11 Sistem Pemurnian Minyak Pelumas

Minyak dipanaskan di pabrik regenerasi hingga $54,4^{\circ}\text{C}$. Kemudian disemprotkan ke dalam ruang hampa. Ruang dipertahankan pada tekanan absolut 87 mbar (913 mbar di bawah tekanan atmosfer absolut). Pada tekanan ini, air menguap, dan kemudian dikeluarkan oleh pompa vakum dan dikondensasi. Oli kering yang meninggalkan ruang vakum melewati filter 10 m. Filter terbuat dari pelat baja berlubang dengan sebungkus kertas filter yang didukung nilon yang dijepit diantara mereka. Oli yang meninggalkan filter memasuki tangki minyak bersih.



Gambar 9. 12 *Oil purifier bowl operation.*



Gambar 9. 13 *Static Oil Purifier*

H. OLI DAN GREASE

Minyak

Minyak yang digunakan untuk turbin uap harus mampu:

- Menghilangkan panas
- Menghilangkan kotoran dari bantalan
- Meminimalkan korosi dan oksidasi

Persyaratan oli pelumas turbin diuraikan dalam Tabel 9.1. Minyak mengandung bahan adiktif untuk pencegahan oksidasi, korosi, dan pembusakan. Ringkasan fungsi mereka adalah sebagai berikut:

1. Penghambat oksidasi. Menstabilkan laju oksidasi. Ini juga pasif terhadap logam yang bertindak secara katalitik untuk meningkatkan laju oksidasi. Inhibitor ini mempertahankan keasaman rendah (Nomor netralisasi) dalam minyak selama bertahun-tahun.
2. Penghambat karat. Melindungi permukaan baja karbon agar tidak berkarat saat terkontaminasi dengan air yang masuk dengan minyak.
3. Aditif deterjen. Mengurangi laju oksidasi suhu tinggi, pembentukan lumpur pada suhu rendah, dan pengendapan kontaminan.

4. Peningkat indeks viskositas. Mengurangi penurunan viskositas dengan kenaikan suhu.
5. Depresan tuang. Mengurangi suhu pemadatan oli.
6. Agen anti-busa. Menekan terbentuknya berbusa minyak aerasi. Mereka juga membantu dalam penghilangan udara dari minyak.

Minyak baru biasanya memiliki keasaman (total) 0,02 hingga 0,1 mg KOH / g. Keasaman dari minyak baru akan sedikit lebih tinggi jika minyak mengandung aditif. Selama operasi, total asam minyak meningkat. Ini disebabkan fakta bahwa minyak beroksidasi menjadi asam organik. Demikian, tingkat keasaman dalam minyak merupakan indikator yang baik tentang kondisi minyak. Kebutuhannya akan pemurnian dan pengkondisian akan didasarkan pada tingkat keasaman. Air masuk ke dalam minyak turbin adalah masalah umum. Kehadiran air dapat menyebabkan kontaminasi infeksi bakteri dan jamur sistem minyak. Kontaminasi ini muncul sebagai material kuning atau hitam seperti *grease*. Pertumbuhan ini terjadi pada endapan dalam sistem minyak. Sangat sulit untuk dihilangkan dari sistem.

Tindakan pencegahan yang diperlukan termasuk:

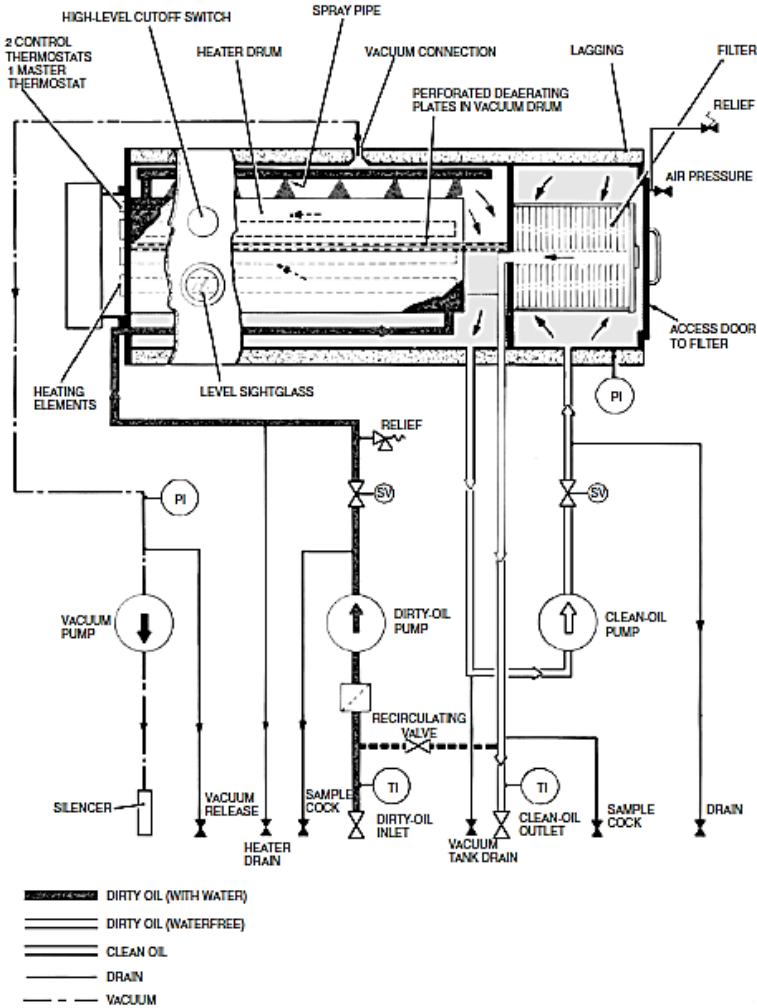
- Meminimalkan kadar air dalam minyak dengan menggunakan sistem pemurnian minyak. Konsentrasi air dalam minyak harus dipertahankan kurang dari 0,05 persen.
- Menghapus lumpur dari genangan sistem oli secara teratur. Jika pertumbuhan bakteri atau jamur terjadi, jumlah biosida yang benar harus ditambahkan untuk membunuhnya.

Grease (Gemuk)

Tiga jenis gemuk yang digunakan dalam sistem turbin adalah

1. Gemuk berbahan dasar silikon. Ini mengandung molibdenum disulfida. Suhu operasinya adalah antara 50 ° C hingga 300 ° C.

2. Minyak mineral dengan pengisi Bentone. Batas suhu atas pelumas ini adalah 260 ° C.
3. Gemuk berbahan dasar lithium. Mereka memiliki berbagai macam aplikasi, termasuk *ball* dan *roller bearings*.



Gambar 9. 14 Diagram Alur siklus Minyak Pelumas

Dua jenis gemuk pertama digunakan untuk melumasi permukaan geser bersuhu tinggi. Aplikasi utama adalah telapak turbin dan pivot katup uap.

Tabel 9. 1 Persyaratan Minyak Pelumas untuk Turbin

Type prefix ISO VG grade designation (BS4231)		TO 32	TO 46	TO 68	TO 100
Viscosity, kinematic at 40°C, mm ² /s (cSt)	Min	28.8	41.4	61.2	90
	Max	35.2	50.6	74.8	110
Viscosity index	Min	70	70	70	70
Flashpoint, closed, °C, Pensky-Martens	Min	168	168	168	168
Pour point, °C	Max	-6	-6	-6	-6
Total acidity, mg KOH/g	Max	0.20	0.20	0.20	0.20
Copper corrosion, classification (3 h at 100°C)	Max	2	2	2	2
Rust-preventing characteristics		Rusting absent	Rusting absent	Rusting absent	Rusting absent
Demulsification number, s	Max	300	300	360	360
Foaming tendency					
Foam, mL					
at 24°C	Max	450	450	600	600
at 93.5°C	Max	50	50	100	100
at 24°C after test at 93.5°C	Max	450	450	600	600
Foam stability after 300 s					
Foam, mL					
at 24°C	Max	Nil	Nil	100	100
at 93.5°C	Max	Nil	Nil	25	25
at 24°C after test at 93.5°C	Max	Nil	Nil	100	100
Air release properties, minutes to 0.2% air content at 50°C		5	6	7	10
Oxidation characteristics					
Total oxidation products (TOP) with sludge limited to 40% of the determined TOP					
No catalyst, %	Max	0.1	0.1	0.1	0.1
Solid copper catalyst, %	Max	1.0	1.0	1.0	1.0
Soluble metal catalysts, %	Max	1.0	1.0	1.0	1.0

I. SISTEM MINYAK JACKING (*JACKING OIL SYSTEMS*)

Oli tidak dapat memisahkan poros generator turbin dari babbitt bantalan ketika poros berputar dengan kecepatan rendah. Jika pemisahan tidak tercapai, bantalan dan poros bisa menjadi rusak. Namun, oli mampu mempertahankan pemisahan antara poros dan Babbitt dari bantalan ketika kecepatan melebihi 100 r / mnt. Irisan minyak hidrodinamik dipertahankan antara poros dan babbitt di atas kecepatan ini. Sistem oli jacking menyuntikkan minyak bertekanan tinggi ke bagian bawah bantalan. Sistem melanjutkan injeksi minyak sampai generator turbin mengapung di atas film minyak. Sistem oli jacking diperlukan sampai suatu *oil wedge* tercapai. Ini biasanya terjadi di atas 200 r / mnt. Sistem oli jacking menghasilkan tekanan 30 MPa untuk mengangkat rotor generator turbin. Minyak mineral yang digunakan di sistem mewakili bahaya kebakaran karena kedekatan komponen dengan suhu tinggi. Diperlukan tindakan pencegahan khusus untuk mengurangi bahaya kebakaran. Satu pompa digunakan pada stasiun yang lama. Saluran pipa panjang digunakan untuk menghubungkan pompa ke masing-masing bantalan. Pengaturan ini rawan kebocoran minyak. Stasiun modern memasang pompa tekanan tinggi pada alas bantalan (Gambar. 9.15). Saluran pembuangan setiap pompa memiliki katup pelepas tekanan. Hal ini menghindari tekanan berlebih pada liner. Bantalan roda pemutar juga disuplai dengan minyak jacking selama *start-up* dan *shutdown*. Pipa dari sistem minyak jacking menggunakan sambungan pipa las tipe 1. Pipa tekanan tinggi dipasang di dekat alas.

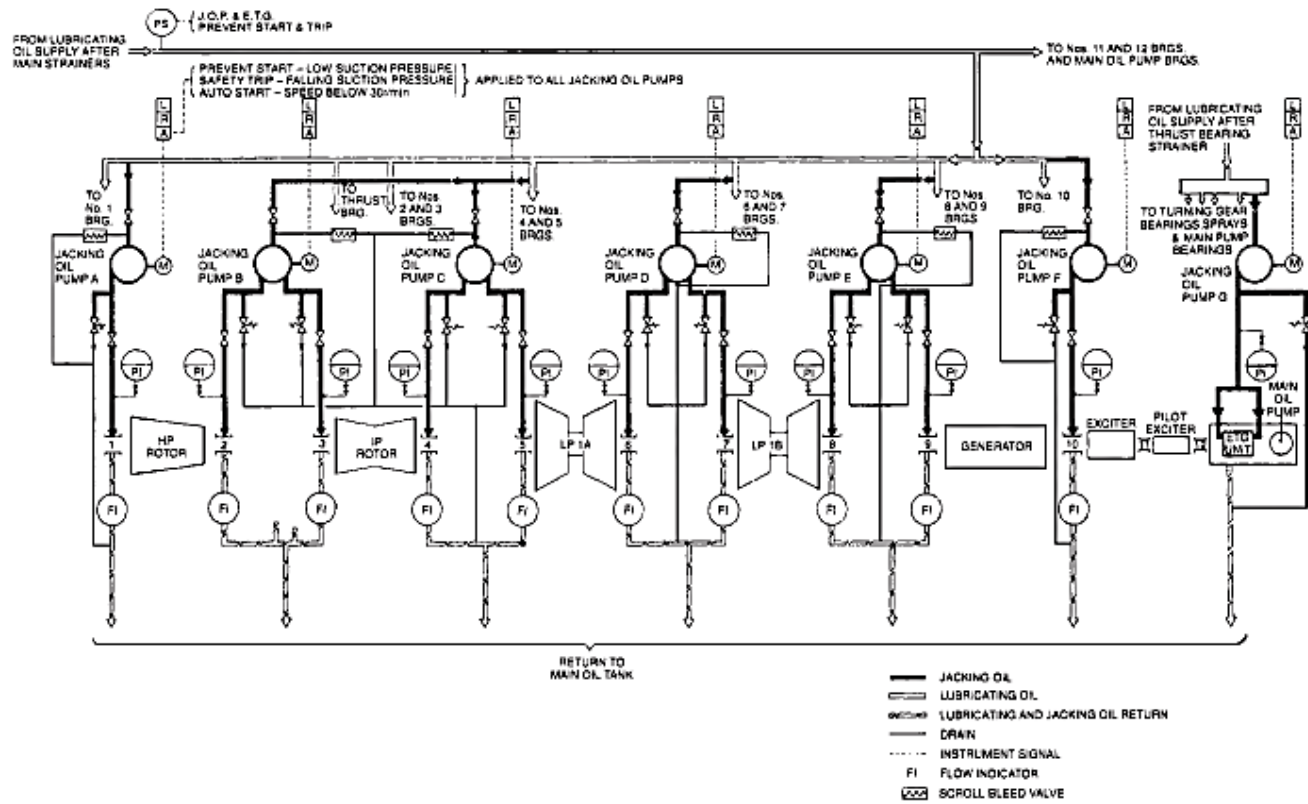
Gambar 9.16 mengilustrasikan pengaturan pompa oli jacking untuk *Turning Gear*

J. SISTEM GEMUK

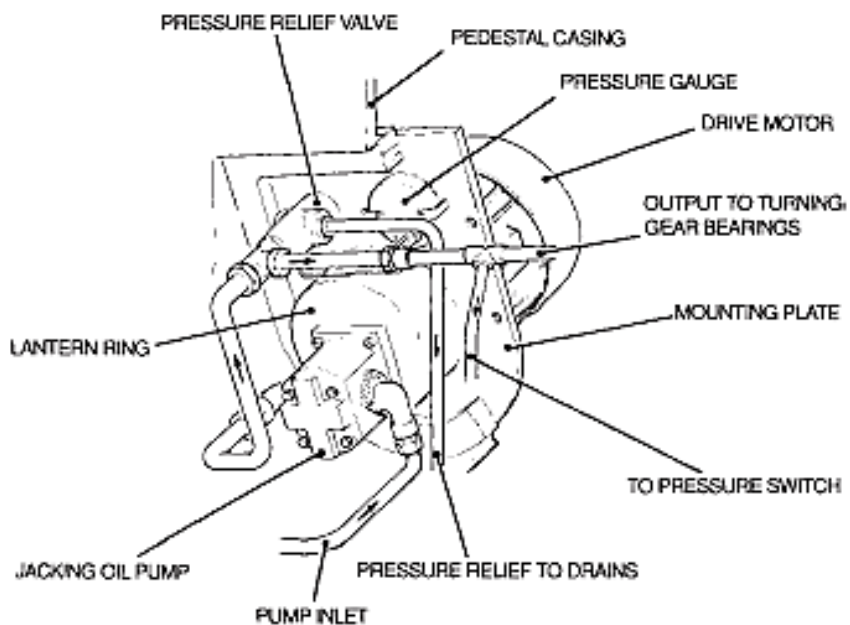
Komponen-komponen berikut membutuhkan pelumasan untuk memastikan pergerakan yang mulus di antara berbagai bagian komponen:

- Alas turbin / pelat dasar
- *Gear Pivots* dari katup uap

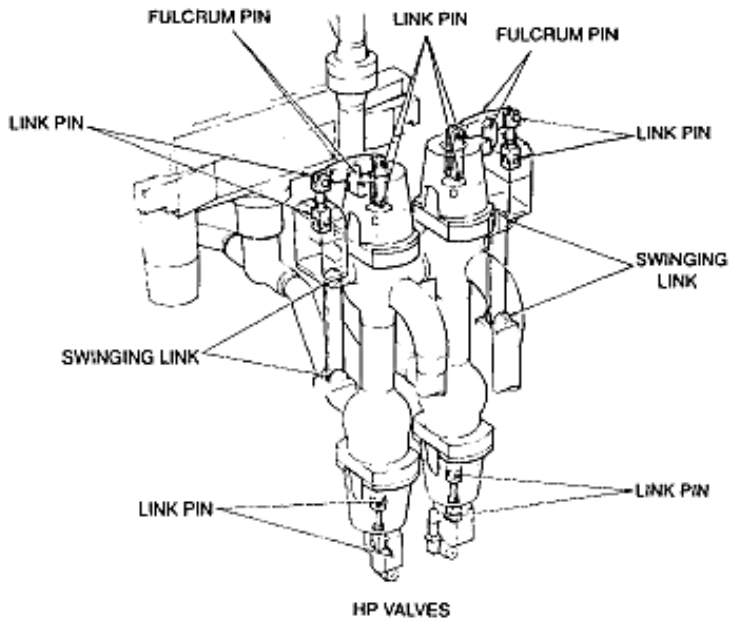
Beberapa pembangkit listrik berusaha menggunakan sistem pelumasan otomatis. Mereka menggunakan pompa berpiston banyak dengan saluran pipa panjang untuk menyalurkan pelumas ke peralatan. Sayangnya kerusakan sistem ini terjadi secara teratur karena pengerasan minyak di dalam pipa. Pabrik modern menyediakan pelumasan manual untuk peralatan mereka. Gambar 9.17 menggambarkan titik pelumasan pada poros gigi utama dari katup uap.



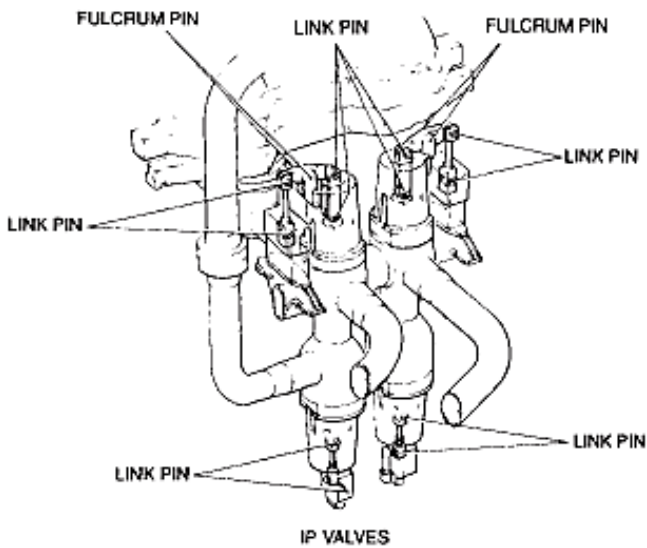
Gambar 9. 15 Jacking Oil System



Gambar 9. 15 *Shaft-turning gear, jacking oil pump.*



(a)

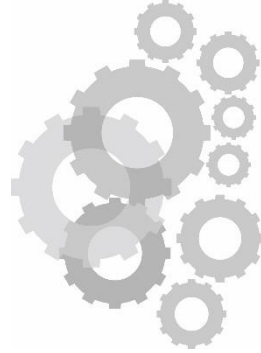


(b)

Gambar 9. 16 Titik pelumasan pada poros gigi utama dari katup uap.

BAB X

SISTEM PENEGAKAN *GLAND*



A. FUNGSI

Dua fungsi *Turbine gland* dan *seal* adalah:

1. Untuk mencegah atau mengurangi kebocoran uap antara komponen yang berputar dan diam turbin jika tekanan uap lebih tinggi dari atmosfer.
2. Untuk mencegah atau mengurangi masuknya udara antara komponen yang berputar dan diam turbin jika tekanan uap kurang dari atmosfer. Beberapa tahap terakhir dalam turbin pressure (LP) biasanya dalam kondisi vakum.

Kebocoran uap atau udara dapat terjadi di mana poros diperpanjang melalui *turbine endwalls* ke atmosfer. Kehilangan daya terkait dengan kebocoran uap atau masuknya udara. Demikian, desain kelenjar dan segel dioptimalkan untuk mengurangi kebocoran.

Turbin uap modern menggunakan kelenjar labirin untuk membatasi kebocoran uap dan udara. Namun, kelenjar cincin karbon masih digunakan pada beberapa turbin yang lebih tua.

SEGEL LABYRINTH (*LABYRINTH SEALS*)

Kelenjar labirin dapat menahan kondisi uap yang lebih tinggi daripada kelenjar cincin karbon. Gambar 10.1 (a) menggambarkan bentuk segel labirin yang sederhana. Terdiri dari cincin yang memiliki deret dari

sirip mesin. Sirip membentuk sejumlah batasan annular halus. Kamar ekspansi mengikuti setiap penghalang. Ketika uap memasuki penghalang, kecepatan meningkat dan tekanan berkurang (konversi energi tekanan menjadi energi kinetik — hukum pertama termodinamika). Ketika uap memasuki ruang ekspansi, energi kinetik diubah oleh turbulensi menjadi panas. Tekanannya tidak pulih. Tekanannya semakin progresif berkurang saat uap melewati penghalang yang berurutan. Cincin bersirip dan poros biasanya dibuat bertingkat untuk meningkatkan konversi energi [Gambar. 10.1 (b)]. Jenis kelenjar ini digunakan di mana ada ekspansi diferensial aksial kecil antara rotor dan casing.

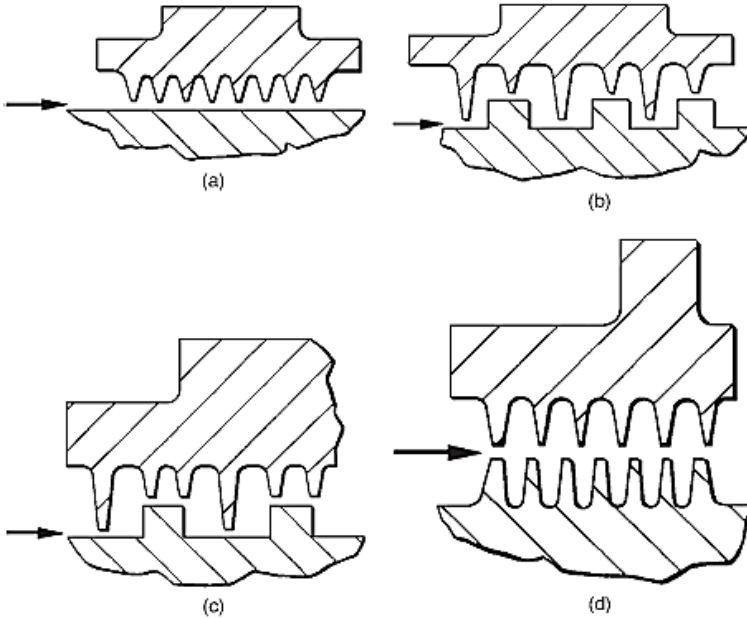
Gambar 10.1 (c) menggambarkan pengaturan alternatif *Stepped Labirint Glands*. Gambar 10.1 (d) menggambarkan kelenjar vernier. Ini tidak tergantung pada ekspansi diferensial. Poros dan cincin segel keduanya bersirip. Desain ini memiliki keunggulan karena sirip akan selalu berseberangan.

Gambar 10.2 (a) menggambarkan bentuk kelenjar labirin yang memiliki sirip di arah aksial dan radial. Desain ini meningkatkan jumlah pembatasan dalam panjang kelenjar tertentu.

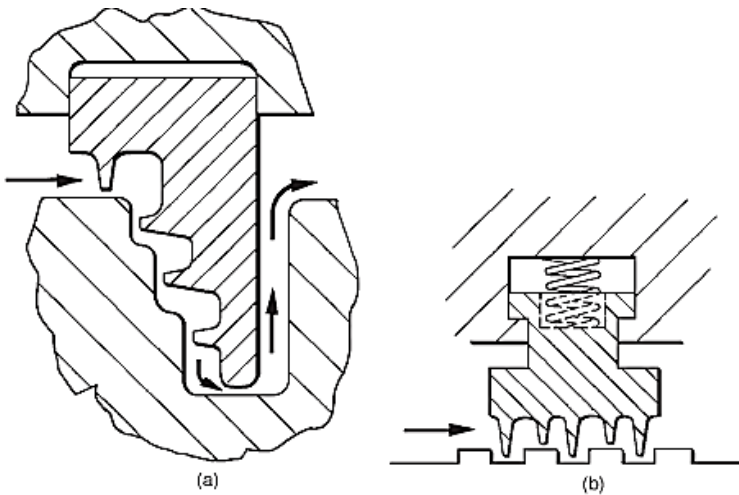
Ketebalan ujung kelenjar dijaga agar tetap minimum untuk meminimalkan panas yang dihasilkan jika "*rub*" yang tidak disengaja terjadi antara poros dan kelenjar. Gesekan berat akan menghasilkan panas dalam jumlah yang signifikan dan dapat mengakibatkan lengkungan poros dan membuatnya tidak seimbang.

Jarak radial kelenjar labirin dijaga agar tetap minimum untuk meminimalkan kebocoran di kelenjar (kebocoran sebanding dengan area kebocoran). Jarak minimum yang digunakan dalam turbin modern adalah 0,5 mm. Efek dari "*rub*" sangat kecil dalam kelenjar jarak dekat dengan membuat kelenjar berbebanan pegas [Gambar. 10.2 (b)]. Cincin kelenjar biasanya terbuat dari empat segmen atau lebih. *The*

gland sealing system memasok uap untuk menutup kelenjar poros turbin di bawah semua kondisi pengoperasian. Itu juga mengekstrak kebocoran uap dari kelenjar.



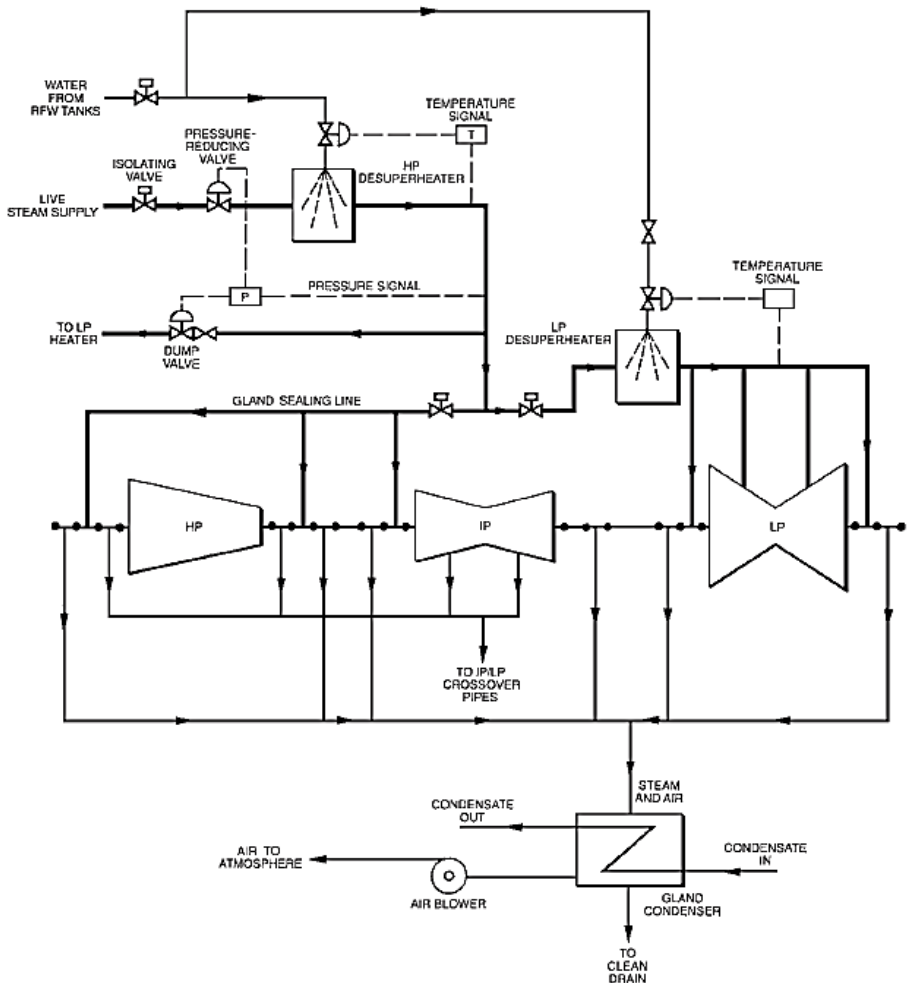
Gambar 10. 1 *Labyrinth seals.* (a) *Plain;* (b) *stepped;* (c) *double-stepped;* (d) *vernier.*



Gambar 10. 2 *Labyrinth glands.* (a) *Axial radial labyrinth;* (b) *spring-back labyrinth.*

B. LAYOUT SISTEM

Gambar 10.3 mengilustrasikan sistem penyegelan kelenjar (*The gland sealing system*). Sistem biasanya dibagi menjadi dua bagian. Satu bagian memasok uap ke kelenjar dari turbin tekanan tinggi (HP) dan turbin tekanan menengah (IP). Yang kedua memasok uap ke kelenjar turbin tekanan rendah (LP). Hal ini dilakukan untuk mengakomodasi kisaran suhu yang dialami di seluruh turbin.



Gambar 10.3 *Gland Sealing System*

Sistem penyegelan kelenjar memiliki dua mode operasi. Yang pertama memasok uap di kondisi outlet superheater. Ini dikenal sebagai *Live Steam*. Ini digunakan saat *start-up*, *shutdown*, dan ketika unit beroperasi pada beban rendah. Mode operasi kedua melibatkan pengambilan uap dari turbin HP dan IP dan menggunakannya untuk menyegel kelenjar LP selama operasi daya normal. Penggunaan uap dari turbin HP dan IP lebih tepatnya *Live steam* menghasilkan peningkatan efisiensi. Pergantian dari satu sumber uap yang lain sepenuhnya otomatis.

Desuperheater digunakan untuk menurunkan suhu uap yang disuplai ke kelenjar. HP desuperheater mengontrol suhu uap yang dipasok ke kelenjar HP dan IP. Desuperheater LP mengontrol suhu uap yang disuplai ke kelenjar turbin LP.

Kelenjar biasanya dibagi menjadi beberapa bagian. Setelah setiap bagian, uap diumpungkan kembali ke tahap yang sesuai di turbin atau ke feedheater. Dengan demikian, energi dikembalikan ke siklus untuk meningkatkan efisiensi. Gambar 10.4 (a) menggambarkan bagian terakhir dari kelenjar dalam turbin HP.

Uap kebocoran HP biasanya terhubung ke turbin IP. Tekanannya tetap terjaga pada tekanan buang IP. Tekanan uap pada titik kebocoran eadah biasanya dipertahankan sedikit di atas atmosfer. Uap yang diambil dari kebocoran biasanya digunakan untuk menutup kelenjar turbin LP [Gambar. 10.4 (b)]. Karena uap bergerak keluar dalam kelenjar, *seal* mencegah masuknya udara ke turbin dan kondensor. Baris terakhir di semua kelenjar terhubung ke kondensor uap kelenjar. Tekanan di jalur ini sedikit dipertahankan di bawah atmosfer untuk mencegah kebocoran uap dari turbin. Ada juga udara yang terus

menerus mengalir ke dalam melalui bagian luar kelenjar karena tekanan subatmosfer dalam barisan.

Pada beban rendah, *Live Steam* memasuki desuperheater HP melalui katup penurun tekanan. Uap didinginkan dalam HP desuperheater ke suhu yang dapat diterima oleh kelenjar HP / IP. Uap kemudian memasuki kelenjar HP / IP dalam trip ke LP desuperheater di mana uap kemudian didinginkan sampai suhu yang dapat diterima oleh kelenjar LP.

Pada beban yang lebih tinggi, kelenjar turbin HP / IP *self sealing*. Kelebihan uap dari kelenjar ini memasuki desuperheater LP untuk menyegel kelenjar turbin LP. Dua saringan digunakan untuk mencegah kotoran memasuki kelenjar. Yang pertama digunakan untuk sistem HP / IP. Yang kedua digunakan untuk sistem LP. Strainer ini dipasang setelah desuperheaters.

C. KONTROL SUHU DAN TEKANAN

Pengatur suhu

Dua desuperheaters digunakan untuk mengontrol pasokan uap ke kelenjar. Yang pertama adalah untuk sistem HP / IP dan yang kedua adalah untuk sistem LP. Desuperheaters biasanya tipe *waterpray* (Gambar. 10.5).

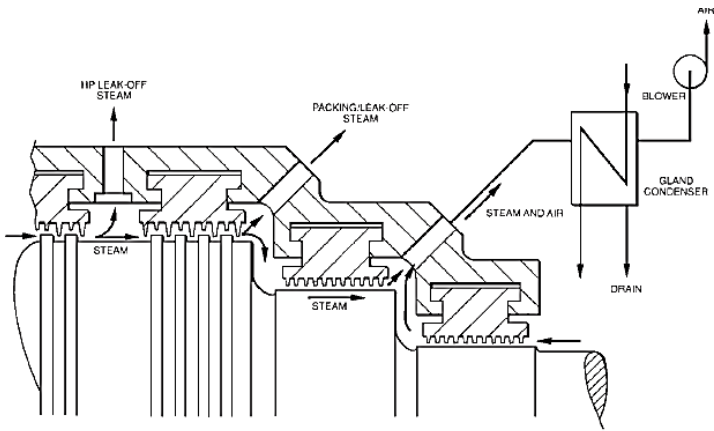
Kontrol Tekanan

Selama *start-up* dan *shutdown*, katup pengatur tekanan digunakan untuk mengontrol tekanan dari *live steam* mencapai kelenjar. Uap yang mengalir ke kelenjar turbin HP / IP menjadi berkurang dengan meningkatnya beban. Aliran uap ke kelenjar akhirnya berbalik arah saat steam bocor. Saat tekanan pada kelenjar meningkat, katup pengatur tekanan *live steam* menutup secara progresif (fungsi katup pengatur tekanan adalah untuk menjaga tekanan konstan pada

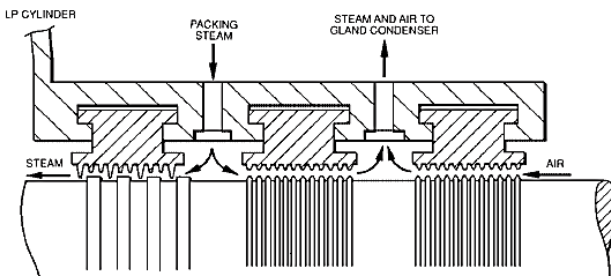
kelenjar). Katup pengatur tekanan akhirnya benar-benar menutup ketika tekanan pada kelenjar mencapai nilai yang telah ditentukan. Pada tahap ini, uap bocor dari kelenjar Turbin HP dan IP digunakan untuk menyegel kelenjar turbin LP. Katup kebocoran mengontrol tekanan pada kelenjar dengan membuang uap ke pemanas LP. Konfigurasi ini memastikan:

- Bahwa tekanan pada kelenjar dikendalikan oleh satu katup pengatur pada satu waktu
- Bahwa ada pergantian otomatis dari *live steam* ke *leak off steam*

Tekanan uap di jalur penyegelan ditampilkan di ruang kontrol. Alarm memberitahukan kondisi tekanan rendah.

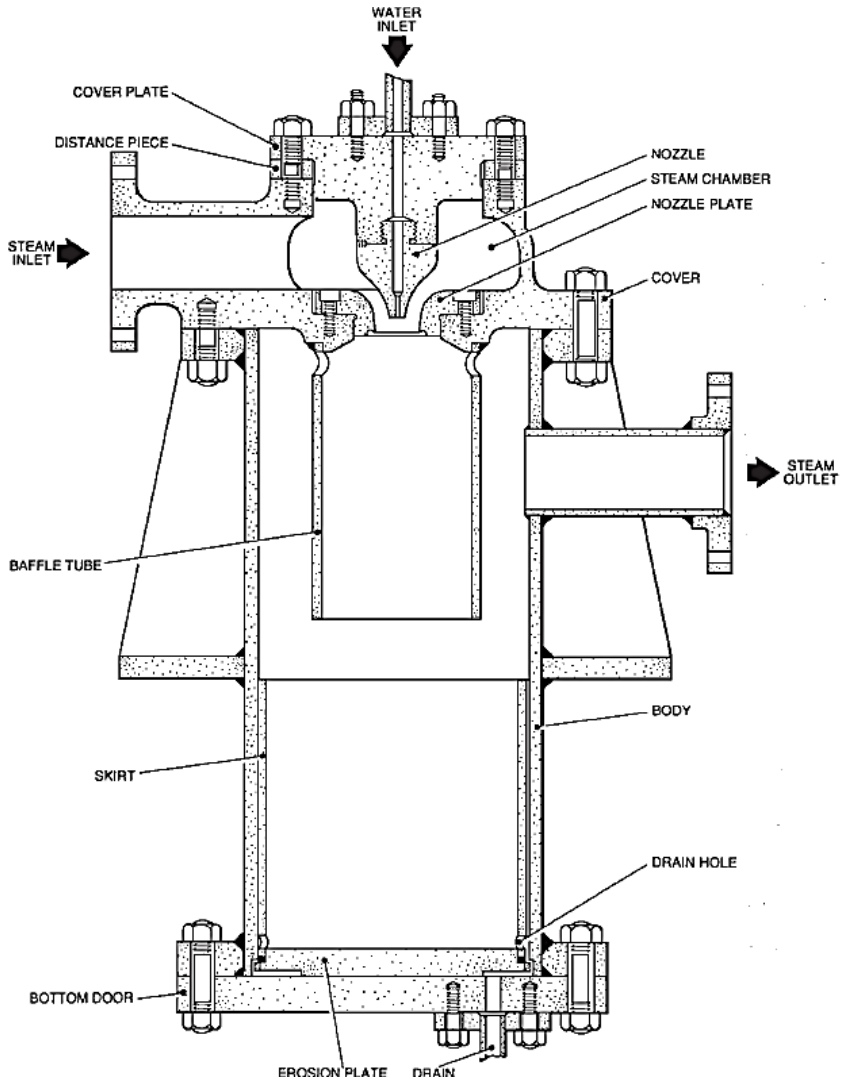


(a)



(b)

Gambar 10. 4 Glands. (a) HP final glands; (b) LP glands.

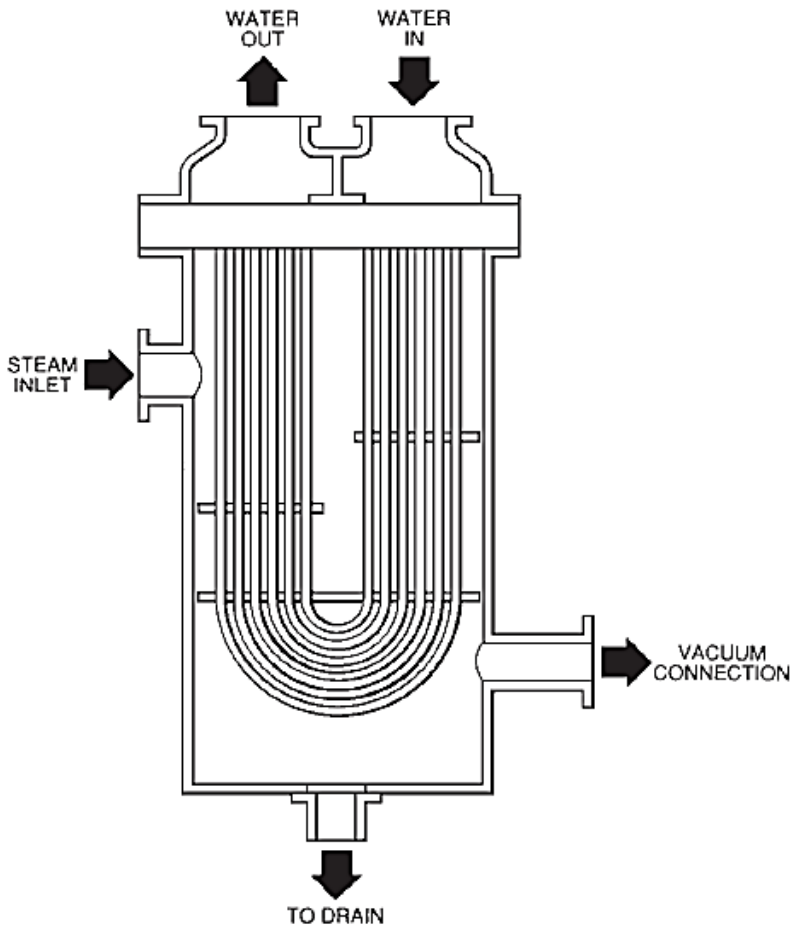


Gambar 10. 5 Gland steam desuperheater.

D. STEAM GLAND KONDENSER

Kondensor uap kelenjar mempertahankan tekanan subatmosfer pada garis kebocoran kelenjar. Dengan demikian, ini mencegah kebocoran uap dari turbin. Blower digunakan untuk ventilasi ke atmosfer. Udara ditarik ke dalam kelenjar karena kekosongan yang diciptakan oleh blower. Udara bercampur dengan uap yang bocor dari

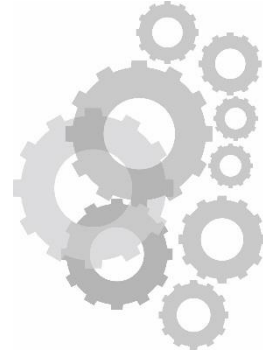
turbin. Udara terpisah dari uap di kondensor kelenjar. Kemudian, kembali ke atmosfer oleh kipas ventilasi. Uap yang terkondensasi dikirim ke kondensor utama (Gambar 10.6).



Gambar 10. 6 *Gland steam condenser.*

BAB XI

STARTING TURBIN



A. STARTING TURBIN

Turbin uap sedang dimulai berdasarkan instruksi operasi yang dikembangkan oleh produsen turbin dan merupakan bagian integral dari instruksi *start-up* dari unit uap. Instruksi pengoperasian menjelaskan urutan menjalankan *start-up* dan memberikan nilai-nilai parameter operasi yang harus dipertahankan selama *start-up*. Mengikuti urutan fase *start-up* individu dan mempertahankan nilai batas parameter operasi sangat penting dari sudut pandang keselamatan dan keandalan operasi turbin. Fase *start-up* adalah fase yang sangat berbahaya dan rumit dari operasi turbin uap karena terdiri dari memulai berbagai peralatan dan sistem bantu, proses mekanis dan termal yang terjadi bersifat non-stasioner (yaitu, pemanasan sementara, aliran uap yang bervariasi, akselerasi rotor, getaran, dll.). Prinsip-prinsip konduksi *start-up* yang benar telah dikembangkan selama operasi jangka panjang turbin uap dan berisi pengalaman para perancang, konstruktor dan operator turbin Tiga fase dasar dapat dibedakan dalam proses awal unit turbin uap:

- persiapan turbin untuk *start-up*,
- menjalankan untuk menjalankan *idle* dan sinkronisasi,
- *loading*.

Persiapan turbin untuk *start up* dimulai dengan membatasi rotor dengan roda gigi pemutar. Roda gigi pemutar beroperasi sebagai *teeth gear*, digerakkan oleh motor listrik (roda gigi pemutar berpengerak listrik, lihat Gambar 11.1) atau motor hidrolis (roda gigi pemutar berpengerak hidrolis). Sebelum *start-up*, turbin rotor harus distabilkan secara termal, dan garis defleksinya harus bertepatan dengan garis defleksi gravitasi. Rotor yang mendingin saat macet akan mengarah pada bengkok termal karena pendinginan yang lebih cepat dari bawah, yang pada akhirnya akan menyebabkan gesekan dan kerusakan pada segel labirin.

Sebelum start dingin, sistem putaran turbo-set harus diputar menggunakan roda pemutar selama mungkin. Perawatan khusus harus dilakukan untuk memulai pembatasan waktu lebih pendek dari 72 jam. Dalam kasus seperti itu turbo-set akan membutuhkan pemanasan yang lama pada kecepatan rotasi menengah. Waktu pemanasan dibatasi oleh pencapaian kondisi dinamis yang tepat selama *run-up* lanjutan.

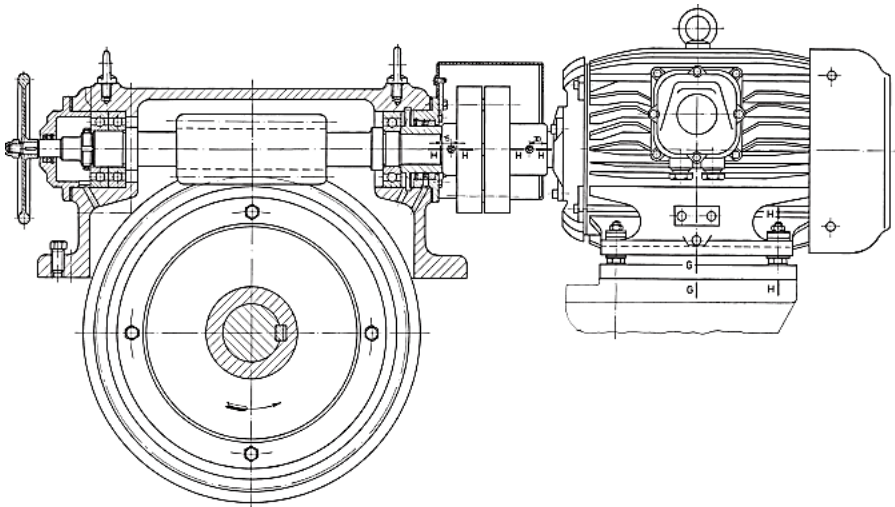
Roda gigi pemutar dapat diganti hanya jika suhu tertinggi dari casing bagian dalam tekanan tinggi (HP) dan tekanan menengah (IP) lebih rendah dari 100°C. Jika perlu, roda gigi pemutar dapat dinyalakan off selama 15 menit setelah pembatasan sehari, dan setelah 2 hari pembatasan - selama sekitar 30 menit dengan syarat vakum rusak dan pasokan uap kelenjar mati. Waktu maksimum berhenti berputar tergantung pada jenis turbin.

Sebelum saklar berulang pada roda gigi berputar, rotor turbin harus diputar secara manual oleh satu putaran untuk memeriksa apakah gesekan belum terjadi. Jika gesekan ditemukan, perlu menunggu sampai rotor berputar bebas dan hanya setelah gigi pemutar dapat dihidupkan berulang kali.

Sebelum menghidupkan roda gigi pemutar, sistem oli dihidupkan. Selalu perlu untuk memeriksa apakah pompa oli pelumas sudah mulai dan apakah semua bantalan terlindungi dengan oli. Kontrol tekanan dan suhu oli pelumas, serta perpindahan aksial rotor dan eksentrisitas diperlukan. Roda gigi pemutar hanya dapat dinyalakan ketika semua pompa oli jacking beroperasi.

Setelah memulai sistem oli dan roda gigi pemutar, sistem kondensasi dapat dimulai, yaitu sistem air pendingin, pengeluaran udara dan sistem pompa kondensat. Secara bersamaan, sistem kelenjar uap (*Gland steam*) mulai mencegah kebocoran udara. *Gland steam* harus memiliki suhu dan tekanan yang sesuai dan harus dikontrol saat *start-up*. Sebelum memasok uap ke turbin, pipa pasokan uap harus dikeringkan dan dipanaskan.

Dalam hal turbin dengan pemanasan awal air pendingin dan bypass tekanan rendah (LP), sebelum memasok uap, sistem regenerasi dan pembuangan harus dimulai.



Gambar 11. 1 *Electrical turning gear.*

1. *Run-up* untuk *idle run* dan sinkronisasi

Seseorang dapat membedakan tiga jenis utama *start up*:

- *Cold State* - ketika suhu casing bagian dalam HP dan IP lebih rendah atau sama dengan 170°C,
- *Warm start* - ketika suhu casing bagian dalam HP dan IP lebih rendah atau sama dengan 430°C,
- *Hot State* - ketika suhu casing bagian dalam HP dan IP lebih besar dari 430°C.

Keadaan dingin dari turbo-set biasanya terjadi setelah selama 6 hari tidak bekerja. Perbedaan antara jenis *start-up* di atas terdiri dari fakta bahwa dalam kasus sebelumnya uap yang dipasok ke turbin lebih besar dari suhu logam selubung, sedangkan dalam dua kasus terakhir, tergantung pada karakteristik boiler, suhu uap dapat lebih rendah atau lebih tinggi dari suhu selubung.

Karena *cold start* biasanya terjadi setelah *idle* lama, maka dalam kasus seperti itu diperlukan inspeksi turbin dan peralatan sesuai instruksi mereka.

a. Parameter uap diperlukan untuk *start dingin*

Temperatur *Live and reheat steam* harus sekurang-kurangnya 50°C lebih tinggi dari suhu saturasi dan untuk tekanan uap 5 MPa suhu *live steam* harus min. 315°C.

Pengaktifan turbin untuk kondisi dingin harus dilakukan dengan parameter *live steam* yang stabil pada unit output daya tinggi dengan parameter uap 535°C / 18 MPa biasanya mengasumsikan:

- *live steam*: $p = 5 \text{ MPa}$, $T = 350^\circ\text{C} \div 425^\circ\text{C}$,
- *reheat steam*: $p = 0,8 \text{ MPa}$, $T = 350^\circ\text{C} \div 400^\circ\text{C}$.

Untuk membuka katup berhenti HP dan IP, vakum kondensor harus minimal 0,03 MPa abs. Vakum kondensor yang

direkomendasikan adalah pada tingkat 0,01 MPa abs, namun sangat tergantung pada kondisi pendinginan. Penting untuk memeriksa apakah ekspansi berbeda dan eksentrisitas poros berada dalam batas yang diizinkan. Ketika eksentrisitas melebihi nilai yang diizinkan, perlu menunggu pemutar poros pada roda gigi pemutar dan dengan *by-pass* yang terbuka sampai eksentrisitas poros lebih rendah dari nilai batas.

Selanjutnya, katup berhenti HP dan IP dapat dibuka, dengan katup kontrol ditutup. Dalam *governor* turbin, kecepatan rotasi target 3000 rpm diatur serta laju *run-up* (misalnya 75 putaran / min²). Dalam hal kecepatan target diatur pada nilai antara kecepatan roda gigi berputar dan 3000 rpm, seseorang harus menghindari pengaturan dalam kisaran kecepatan kritis. Sebelum menjalankan otomatis, selalu perlu memeriksa kecepatan rendah perilaku dinamis rotor, distribusi temperatur dalam sistem oli dan bantalan, serta operasi sistem bantu. Ketika kondisi turbin yang tepat telah dikonfirmasi, *run-up* otomatis dapat dimulai yang dapat dihentikan kapan saja. Jika ada upaya untuk menghentikan *run-up* di kisaran kecepatan kritis, *run-up* turbin akan dihentikan hanya ketika rentang kritis telah dilewati, karena dilarang untuk menghentikan *run-up* di kisaran kecepatan kritis dari rotor turbin dan generator.

Turbin *start-up* dapat dilakukan melalui semua silindernya secara bersamaan (mis., HP, IP dan LP) atau dengan mem-bypass beberapa diantaranya (mis., HP) untuk memastikan kondisi *start-up* yang lebih baik. Misalnya, untuk turbin 360 MW, tergantung pada suhu selubung dalam HP, seseorang dapat membedakan dua mode HP dan kontrol katup IP:

- suhu logam < 200°C - beban *idle run* terutama ditanggung oleh turbin HP dan LP,

- suhu logam $> 200^{\circ}\text{C}$ - beban *idle run* terutama ditutupi oleh turbin HP.

Selama *run-up*, perlu untuk memantau getaran dan indikasi pemeriksaan suhu HP dan IP. Ketika getaran berlebihan terjadi, kecepatan turbin harus diturunkan dan dijaga konstan sampai getaran berada dalam batas yang diizinkan dan terus berjalan. Untuk mengurangi getaran berlebihan, kecepatan turbin harus dijaga konstan untuk periode waktu yang lebih lama. Biasanya, berhenti seperti itu dilakukan pada 1000 rpm. Jika selama *run-up* tidak terjadi getaran berlebihan, mesin tidak perlu dipanaskan dengan kecepatan sedang. Selama *running*, penting untuk melewati kecepatan kritis dengan kecepatan tinggi (600-800 putaran / menit²). Nilai diizinkan eksentrik rotor di bawah 600 rpm biasanya sama dengan 200 μm – p. Satu batasan terlampaui, trip otomatis turbin terjadi. Getaran relatif rotor di atas 600 rpm harus dimonitor. Nilai aktual dari kecepatan kritis harus diukur pada permulaan pertama, termasuk dalam instruksi pengoperasian turbin dan diprogram dalam governor.

Dalam kisaran kecepatan rotasi 0–3000 rpm, output daya tinggi turbo-set memiliki beberapa kecepatan kritis. Nilai teoritis kecepatan kritis dapat sebagai berikut:

- frekuensi I:
 - generator rotor 940 rpm,
 - LP rotor 1490 rpm,
 - HP rotor 1900 rpm,
 - IP rotor 2230 rpm,
- frekuensi II:
 - generator rotor 2580 rpm.

Turbin yang beroperasi dengan laju maksimum dapat dilakukan ketika sinyal probe suhu $> 40\%$ atau $<+ 80\%$. Setelah nilai ambang ini terlampaui, laju *run-up* harus diturunkan sehingga pada nilai -50% dan $+ 100\%$ sama dengan 0 (*run-up* turbin dihentikan).

Pada putaran pompa oli bantu 3000 rpm dapat dinonaktifkan. Setelah pompa berhenti, pompa oli jacking akan diaktifkan secara otomatis. Selama *start-up*, pengoperasian turbin LP harus diawasi dengan penekanan khusus pada:

- suhu uap di bagian bawah tahap kedua dari belakang,
- pemutusan vakum parsial saat *shut down* turbin
- perlindungan terhadap kenaikan tekanan kondensor.

Parameter uap sebelum turbin bergantung pada kondisi termal yang ditentukan oleh *standstill duration*. Dalam turbin dengan parameter *live steam* $535^{\circ}\text{C} / 18 \text{ MPa}$ dan parameter *reheat steam* $535^{\circ}\text{C} / 4 \text{ Mpa}$, uap harus memiliki parameter berikut setelah:

a) *standstill* 2 jam

Live Steam $p = 12 \text{ Mpa}$ $T = 480\text{--}500^{\circ}\text{C}$

Reheat Steam $p = 0,8 \text{ Mpa}$ $T = 480\text{--}500^{\circ}\text{C}$

b) *standstill* 8 jam

Live Steam $p = 6 \text{ MPa}$ $T = 450\text{--}480^{\circ}\text{C}$

Reheat Steam $p = 0,8 \text{ MPa}$ $T = 430\text{--}480^{\circ}\text{C}$

c) *standstill* selama 36 jam

Live Steam $p = 5 \text{ MPa}$ $T = 400\text{--}430^{\circ}\text{C}$

reheat steam $p = 0.8 \text{ MPa}$ $T = 390\text{--}420^{\circ}\text{C}$

Selain itu, kondisi berikut harus dipenuhi sebelum memasukkan uap ke turbin:

- suhu *live steam* maksimum 50°C lebih rendah dari suhu instan casing bagian dalam HP,
- suhu *reheat steam* bisa maksimum 50°C lebih rendah dari suhu instan casing IP bagian dalam.

b. Memulai dari kondisi panas (*Hot State*)

Pengoperasian dan pembebanan turbin harus dilakukan lebih cepat daripada saat start dingin untuk menghindari pendinginan turbin yang dihindari. Tingkat menjalankan harus di level 250-300 put / min². Selama *run-up*, indikasi probe suhu harus dimonitor sebaik *differential expansion*, dan nilai yang diizinkan tidak boleh dilampaui. Selama *running-up fast* (600–800 rev / min²) transisi melalui kecepatan kritis harus dilampaui. Biasanya, waktu yang diperlukan untuk menjalankan rotor hingga 3000 rpm adalah sekitar. 10 menit.

Begitu kecepatan sub-sinkron kira-kira 3000 rpm telah tercapai, *governor* turbin siap menyinkronkan turbo-set dengan jaringan listrik. Ketika generator telah disinkronkan dengan jaringan, *governor* secara otomatis membebani turbo-set dengan beban awal yang sama dengan beberapa persen dari beban nominal. Setelah menyinkronkan turbin, saluran airnya dapat ditutup dan sistem bantu harus dimonitor.

Secara independen dari jenis suhu bantalan *start-up* harus dimonitor. Durasi menjalankan idle dengan parameter *live steam* nominal biasanya tidak boleh melebihi 30 menit, dan suhu gas buang HP tidak boleh lebih tinggi dari 430-450°C.

Pembebanan turbin dilakukan sesuai dengan instruksi pengoperasian *governor* turbin. Peningkatan beban biasanya direalisasikan dengan meningkatnya tekanan *live steam* dan pembukaan katup kontrol turbin secara bertahap. Beban nominal dicapai dengan katup terakhir sebagian terbuka yang memungkinkan kontrol output daya di bawah dan di atas nilai nominal. Beban nominal biasanya dicapai dengan membuka katup kontrol HP keempat. Dengan sistem regenerasi terpisah, beban dicapai dengan parameter uap nominal beberapa persen lebih tinggi dari beban nominal, namun

pembangkitannya terjadi dengan penurunan efisiensi termodinamika siklus termal.

Juga selama kontrol beban, catatan probe *start-up* harus diperhatikan dan jika batas yang diizinkan terlampaui, laju pembebanan harus dikurangi, dan jika perlu, kontrol lebih lanjut dapat dilakukan secara manual. Tingkat pembebanan maksimum dicapai ketika tekanan termal relatif pada turbin HP dan IP sama + 80%. Setelah nilai ini terlampaui, laju pembebanan harus dikurangi sehingga pada tekanan termal 100% pembebanan benar-benar dihentikan. Dalam hal kegagalan pemeriksaan suhu, gradien suhu logam casing bagian dalam akan digunakan untuk kontrol *start-up* dan nilai 2–3°C / menit tidak boleh dilampaui. Jika gradien suhu menunjukkan bahwa nilai batas dapat dilampaui, laju pembebanan harus diturunkan.

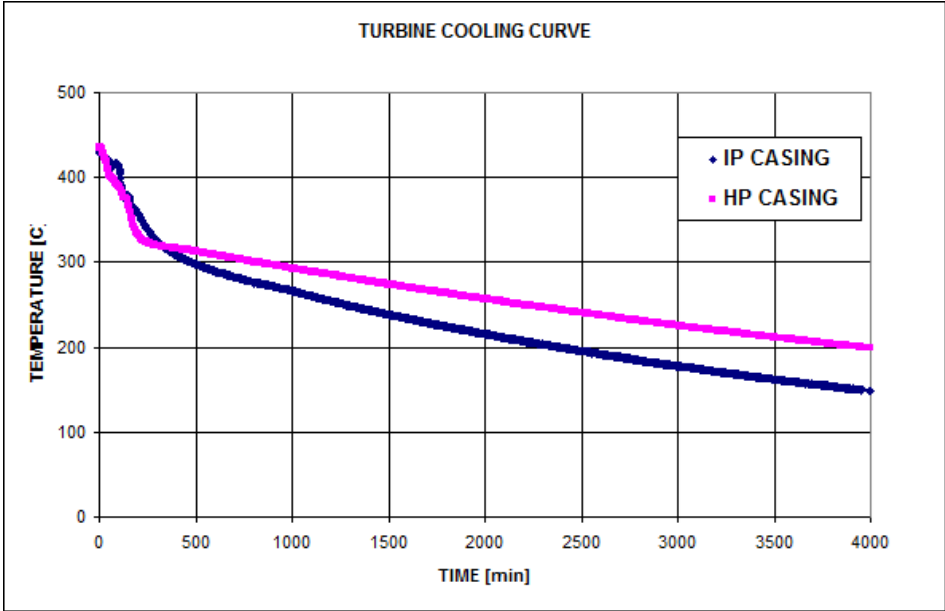
Selama membebani, ekspansi rotor yang berbeda juga harus dimonitor. Ini harus dijaga dalam batas yang ditentukan oleh *signalisation* yang ditetapkan secara individual untuk setiap turbin berdasarkan pengukuran jarak bebas aksial. Setelah setiap perbaikan atau modifikasi pada jalur uap, sensor ekspansi yang berbeda harus disetel kembali. Konsekuensi dari ekspansi termal yang berlebihan adalah gesekan rotor. Pembebanan turbin mengarah ke ekspansi positif, sementara pembongkaran menghasilkan ekspansi negatif.

Selama seluruh fase pembebanan, indikasi peralatan pengukur khusus harus diperiksa. Jika ada indikasi mencapai nilai batasnya, pembebanan harus diinterupsi, dan jika beban turbin yang diperlukan dapat dikurangi.

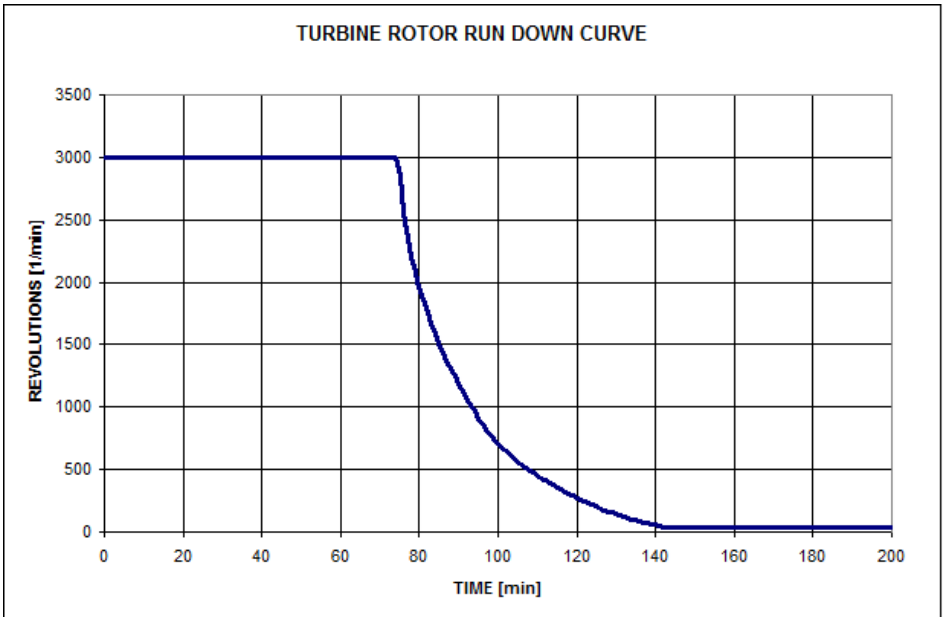
Shut down turbin terjadi setelah periode kondisi operasi stabil dengan parameter uap yang stabil. *Shutdown* terdiri dari penurunan output daya turbin ke beban minimum dengan menutup katup kontrol

dengan kemungkinan penurunan parameter uap saluran masuk secara simultan. Biasanya, penurunan beban dimulai dengan tekanan konstan dari *live steam* dan hanya ketika tingkat beban bagian tertentu tercapai, penurunan beban lanjut berlangsung dengan *sliding pressure* dari *live steam*. Ketika beban minimum tercapai, katup ditutup sepenuhnya dan memotong aliran uap ke turbin. Selama pengurangan beban, pendinginan paksa komponen turbin terjadi karena penurunan suhu *live steam* dan *reheat* dan juga oleh pelambatan pada katup kontrol. Setelah katup tertutup sepenuhnya, pendinginan alami dimulai dan proses ini berjalan lebih lambat secara signifikan dengan laju pendinginan tipikal pada level $0,1^{\circ}\text{C} / \text{mnt}$. Waktu pendinginan tergantung pada massa rotor dan penutup HP dan IP serta isolasi termal turbin. Contoh kurva pendinginan silinder HP dan IP dari turbin kondensasi daya tinggi ditunjukkan pada Gambar. 11.2.

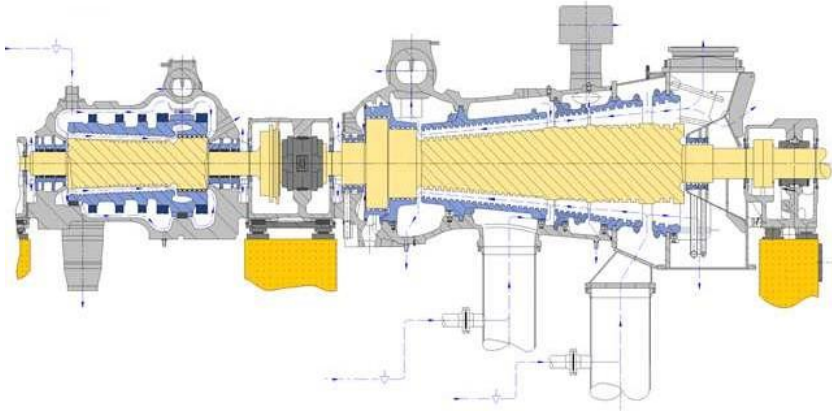
Setelah suplai uap ke turbin telah dipotong, rotornya tidak berhenti dengan segera tetapi kecepatan rotasinya menurun secara perlahan sesuai dengan apa yang disebut kurva *run down* dari kecepatan nominal 3000 rpm hingga kecepatan putaran gigi (misalnya 40 rpm). Contoh kurva pendinginan ditunjukkan pada Gambar. 11.3. Ketika rotor beroperasi pada roda gigi pemutar, proses pendinginan dapat dipercepat secara signifikan dengan menggunakan sistem pendingin yang dipercepat. Dalam sistem seperti itu untuk pendinginan paksa turbin udara tekan dari suhu sekitar digunakan, yang disuplai ke turbin melalui saluran pipa drainase atau ekstraksi. Aliran pendinginan udara harus diatur dengan benar (Gambar. 11.4) dan dikontrol, agar tidak merusak turbin. Tergantung pada kondisi setempat, waktu pendinginan alami biasanya dalam kisaran 80-170 jam, dapat dikurangi dengan pendinginan paksa sekitar 40% (Gambar. 11.5).



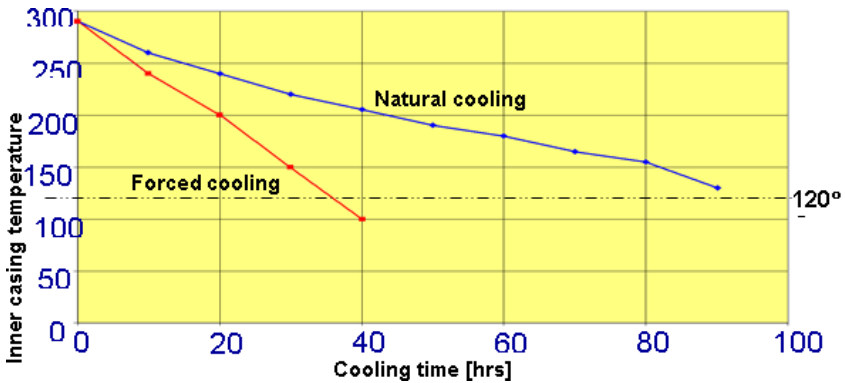
Gambar 11. 2 Kurva Pendinginan Turbin



Gambar 11. 3 Kurva Penurunan Putaran Turbin (*run down*)



Gambar 11. 4 *Turbine accelerated cooling system.*



Gambar 11. 5 Pengaruh Sistem Percepatan Pendinginan Turbin

B. FENOMENA YANG TERJADI SELAMA *START-UP*

Turbin *start-up* adalah menjalankan rotor ke kecepatan nominal, biasanya 3000 rpm, dan membebani turbin ke sebagian atau beban penuh. Peningkatan kecepatan rotasi atau beban disertai dengan peningkatan parameter *live steam* dan *reheat* (suhu, tekanan) dan peningkatan aliran massa uap melalui turbin. Konsekuensi dari perubahan ini adalah pemanasan komponen turbin, terutama di bagian tekanan tinggi dan menengah. Variasi suhu terbesar di bagian inlet HP dan IP, karena perubahan suhu dari nilai awal, yang untuk start dingin

adalah sama untuk seluruh turbin, dengan nilai dalam operasi stabil, nilai tertinggi di bagian saluran masuk turbin. Misalnya, selama start dingin dari mesin 360 MW, suhu steam saluran masuk pada awal *start-up* adalah 350-400 °C dan meningkat menjadi 535 °C dalam kondisi *steady*. Suhu kondisi-*steady* dalam status kontrol mencapai 510 °C, sementara pada *exhaust* HP hanya 340 °C. Karena alasan ini, area inlet dari rotor dan *casing* panas paling cepat, dan tekanan serta deformasi yang menyertainya paling tinggi.

Tegangan termal dihasilkan karena pemanasan bagian komponen yang tidak seragam (misalnya dinding selubung atau poros rotor) dan ekspansi termal yang tertahan. Panas ditransfer ke komponen dan disebarkan di dalamnya dengan kecepatan tak terbatas, dan karena ini permukaan yang bersentuhan dengan uap panas memiliki suhu lebih tinggi daripada daerah yang lainnya yang tetap dingin. Lapisan material yang bersuhu lebih tinggi cenderung memuai karena ekspansi termal tetapi ekspansi ini dibatasi oleh lapisan tetangga dengan suhu yang lebih rendah, yang merupakan alasan timbulnya tekanan termal internal.

Pemanasan rotor turbin berlangsung sedemikian rupa sehingga permukaan luarnya jika dipanaskan secara intensif oleh uap yang mengalir melalui interstage dan *end gland*, dan aliran panas dari permukaan rotor menuju garis tengahnya. Saat *transient state*, permukaan rotor memiliki suhu yang secara signifikan lebih tinggi daripada porosnya, sehingga permukaannya tertekan, sedangkan pusat rotor berada dalam tegangan. Ada titik tertentu di bagian rotor di mana tegangan termal menghilang dan terletak lebih dekat ke permukaan rotor (wilayah panas). Distribusi suhu dalam bagian rotor ditunjukkan secara skematis pada Gambar. 11.6. Tegangan mencapai nilai

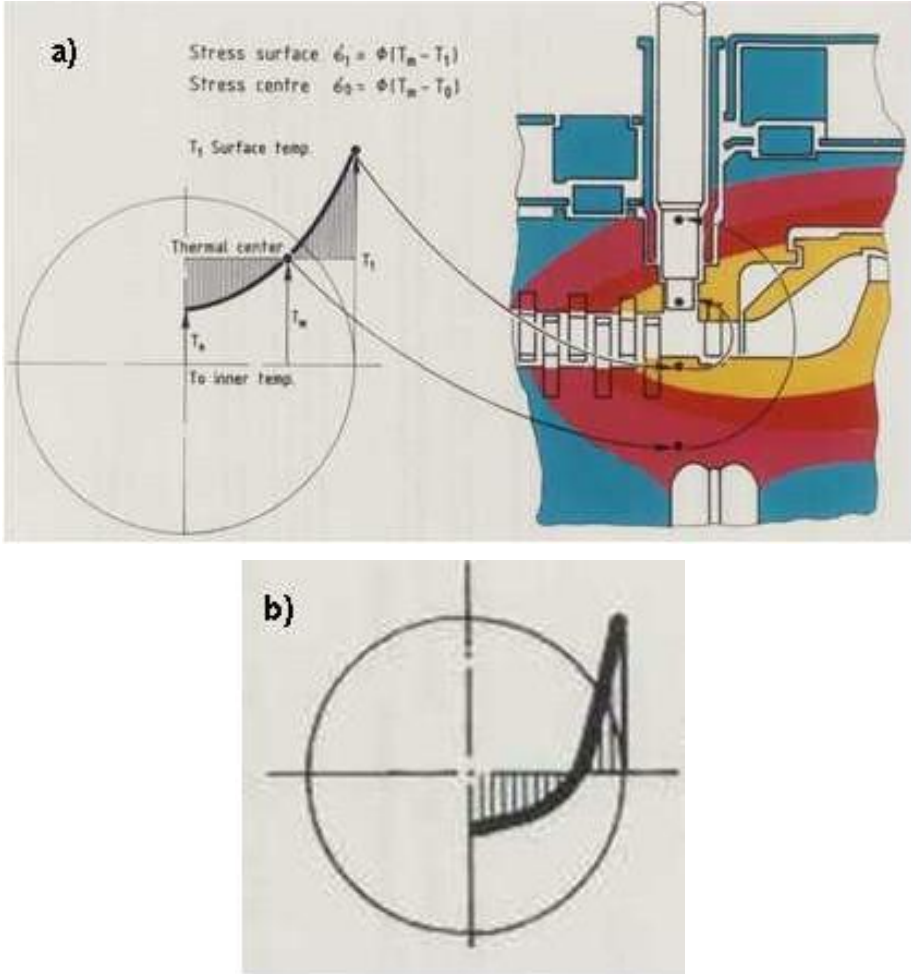
maksimum pada permukaan yang dipanaskan dan sebanding dengan perbedaan antara suhu permukaan dan suhu rata-rata rotor (suhu pada titik di mana tekanan termal hilang). Hubungan ini dapat ditulis dalam bentuk:

$$\sigma^T = -\frac{E\beta}{1-\nu}(T_p - T_{sr}) ,$$

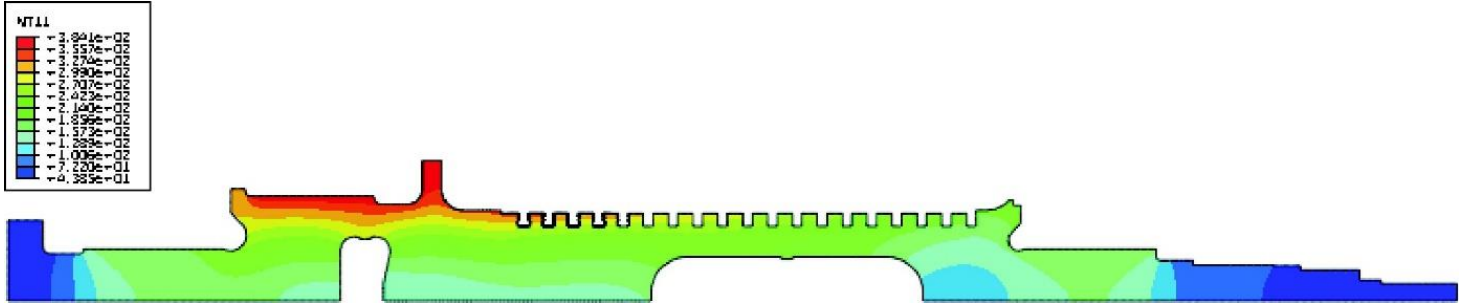
di mana: E - Young modulus, β - koefisien ekspansi termal, ν - Poisson number, T_p - suhu permukaan, T_{sr} - suhu rata-rata.

Untuk mensimulasikan perbedaan suhu karakteristik rotor, probe suhu telah digunakan, yang suhu permukaannya sama dengan suhu permukaan rotor, sedangkan suhu rata-rata sama dengan suhu rata-rata rotor. Filosofi pengukuran suhu dan kontrol tegangan rotor seperti itu diperkenalkan oleh perusahaan BBC pada tahun enam puluhan. Desain probe suhu yang lebih baru hanya menggunakan satu pengukuran suhu logam (permukaan rotor) atau suhu uap di wilayah kritis. Penentuan suhu rata-rata dan tegangan termal terjadi menggunakan model matematika dari pemanasan rotor.

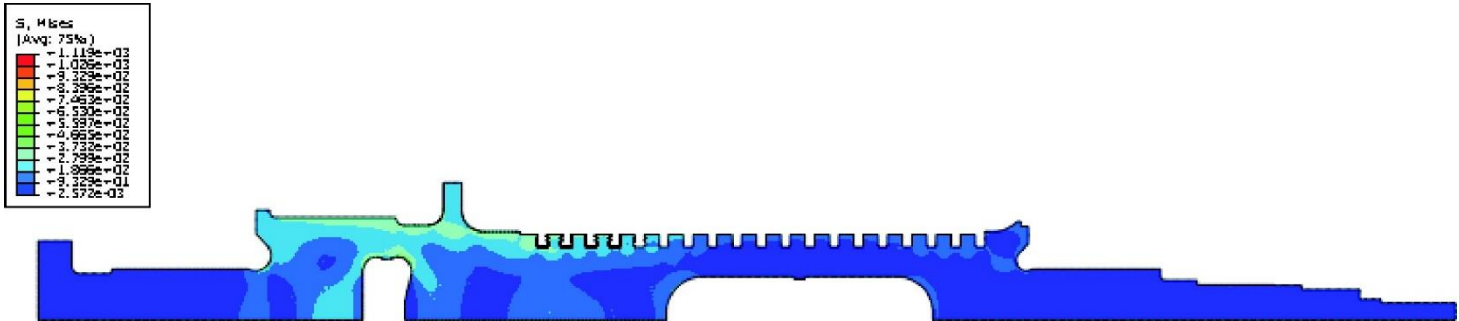
Bidang suhu contoh dalam rotor turbin reaksi pada tahap akhir *start-up* disajikan pada Gambar. 11.7. Nilai absolut tertinggi dari temperatur dan gradien radialnya terjadi di bagian inlet rotor - di *control wheel* dan *balance piston*.. Medan suhu menjadi lebih ringan ketika bergerak menuju *exhaust* dan *end gland*. Bidang tegangan yang sesuai dengan bidang suhu tersebut ditunjukkan pada Gambar. 11.8. Seperti yang terlihat dari diagram, tegangan tertinggi dihasilkan pada permukaan poros (*balance piston*, alur sudu) di daerah gradien suhu yang besar, dan karena di atas daerah-daerah rotor ini sangat rawan oleh *thermal fatigue* dan *cracking*.



Gambar 11. 6 Distribusi suhu (a) dan tegangan (b) dalam rotor selama pemanasan.



Gambar 11. 8 Medan suhu transien dalam rotor selama pemanasan.



Gambar 11. 7 Medan tegangan transien dalam rotor selama pemanasan.

Perbedaan suhu dan karena tegangan termal, semakin besar bagian komponen yang lebih tebal (ketebalan dinding casing, diameter poros rotor) dan perubahan suhu yang lebih cepat. Konsekuensinya, tegangan *casing* atau rotor tertinggi terjadi pada bagian inlet dari komponen-komponen ini di mana laju pemanasan tertinggi.

Faktor tambahan yang memengaruhi besarnya tekanan termal adalah perbedaan suhu uap-logam yang terjadi pada awal *start-up*. Semakin tinggi perbedaan suhu, semakin tinggi tegangan yang dihasilkan pada fase awal berikutnya.

Untuk alasan yang disebutkan di atas, instruksi pengoperasian mewajibkan pembatasan pada perbedaan temperature awal dan laju pertumbuhan suhu uap. Hal ini juga disebut *temperature criteria developed* untuk mengendalikan tekanan termal secara tidak langsung, dan dengan demikian, dapat memastikan operasi yang aman sesuai umur desain turbin.

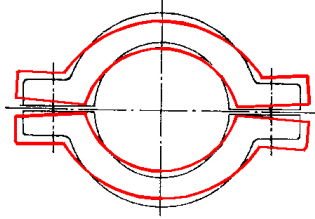
Bidang suhu rotor yang terjadi axisymmetric karena geometri rotor yang axisymmetric dan rotasinya di sekitar *axis* sendiri, yang memastikan pemanasannya simetris. Situasi yang sama sekali berbeda ada dalam *casing*, yang merupakan komponen stasioner dari geometri yang rumit dan tidak teratur. Di bagian saluran masuk *casing* bertekanan tinggi, kotak nosel berada ditempatkan, di mana uap disuplai. Selama *run-up* atau pembebanan, hanya sebagian lingkaran yang disuplai dengan inlet steam, dan akibatnya hanya sebagian casing yang dipanaskan yang menghasilkan medan suhu tidak seragam di dalam *casing*. Hal ini menyebabkan timbulnya tegangan dan deformasi termal, yang pada awalnya besar dapat menjadi alasan retak awal dan deformasi *casing*. Tegangan termal terkonsentrasi di bidang takikan

geometris, yang dalam selubung adalah perubahan ketebalan dinding dan jari-jari transisi.

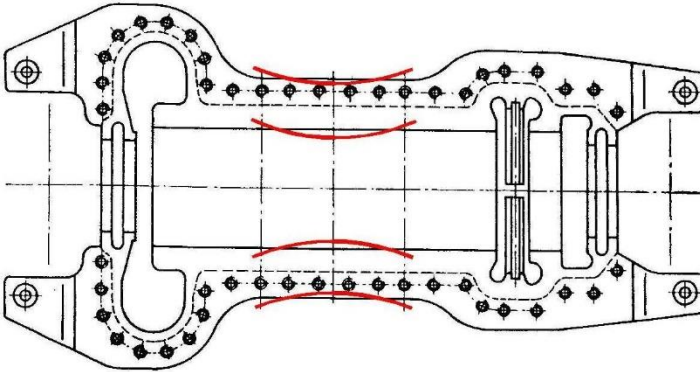
Pemanasan *casing* dari dalam dengan uap menghasilkan deformasi di beberapa bidang. Permukaan internal, dimana udara lebih cepat panasnya, memuai dan menyebabkan lepasnya *casing flanges* ke luar *casing* dan menghasilkan kompresi pada sudut-sudut bagian dalam berpenampang flange yang dihubungkan dengan baut. Setelah bidang suhu *casing* menjadi lebih seragam dalam kondisi *steady*, ujung-ujungnya terlepas dan menyebabkan kebocoran (Gambar. 11.9).

Lapisan tebal juga merupakan alasan deformasi *casing* pada bidang yang terpisah. Selama *starting up*, selubung *casing* yang secara signifikan dindingnya lebih tipis dari pada flange, dipanaskan lebih cepat dan menghasilkan pembengkokan tepi *parting plane* ke arah *axis* di bagian tengah, dan ke arah eksterior di ujung *casing*. Fenomena ini terlihat lebih jelas, semakin besar perbedaan antara selubung *casing* dan ketebalan *flange* (Gambar. 11.10).

Fenomena yang tidak menguntungkan dari suhu alam, yang disebut *cat's back* disebabkan oleh suhu yang berbeda pada bagian atas dan bawah *casing*. *Casing* atas memiliki suhu yang lebih tinggi daripada dasarnya, sehingga *casing* ini cenderung membungkuk ke atas (Gambar. 11.11). Fenomena ini disebabkan oleh suhu yang lebih rendah dari peralatan kondensasi dan perpindahan panas melalui saluran pipa drainase dan ekstraksi, yang terletak di bagian bawah *casing*. Melalui pipa, *casing* dapat terapung oleh air selama *start-up* dan tidak mengalami kejang total. Pada perbedaan suhu atas-bawah yang lebih rendah, jarak bebas labirin dapat ditutup dan gesekan dapat terjadi secara lokal.

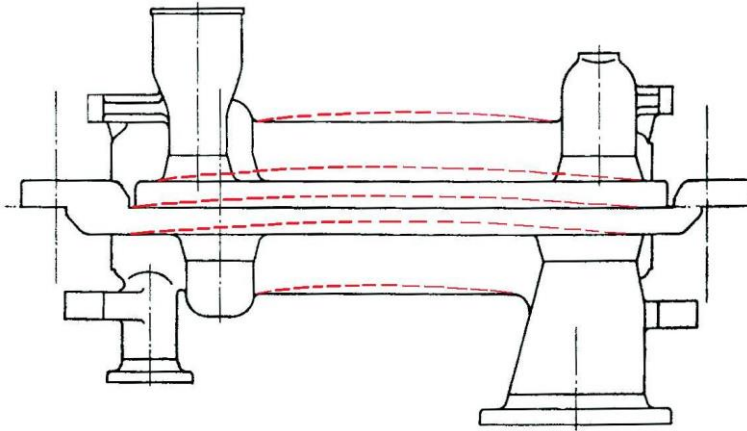


Gambar 11. 9 *Transverse deformation of casing.*



Gambar 11. 10 *Transverse deformation of casing.*

Baik selama operasi *start-up* dan *steady-state*, perbedaan suhu antara rotor dan casing diamati. Ini hasil dari perbedaan massa kedua komponen - casing lebih berat dari rotor, dan kondisi perpindahan panas yang berbeda - koefisien perpindahan panas untuk selongsong lebih rendah daripada yang untuk rotor. Perbedaan suhu terbesar terjadi selama *start-up* dan selalu merupakan kasus bahwa rotor memiliki suhu *casing* yang lebih tinggi. Karena rotor ini memuai secara radial lebih dari selubung dan jarak antara rotor dan stator, sudu juga berubah. Perpindahan termal relatif dari rotor terutama terjadi di turbin impuls, di mana rotor lebih ringan dari *casing*. Turbin reaksi, meskipun lebih lama, memiliki massa *casing* dan *rotor drum* yang besar tetapi lebih setara. Pemanasan berlangsung lebih lama, tetapi perpindahan aksial relatif lebih kecil.



Gambar 11. 11 *Bow of casing towards top, so-called cat's back.*

Selain itu fenomena yang tidak menguntungkan terkait dengan interaksi uap panas dan komponen suhu tinggi selama start, juga berpengaruh negatif pada turbin tekanan rendah (suhu rendah). Hal itu terkait dengan kehilangan ventilasi selama *idle run* dan menyangkut sudu terpanjang dari tahap terakhir turbin LP. Pekerjaan ventilasi menyebabkan pemanasan uap hingga sekitar 200–250°C dan akibatnya kenaikan suhu *casing*, cakram rotor, dan sudu. Peningkatan suhu seperti itu berbahaya bagi rotor karena dapat menyebabkan pelemahan disc kesesuaian susut pada rotor, pemanasan *casing* LP, tekanan termal dan perubahan jarak bebas di jalur uap. Untuk mengurangi konsekuensi ventilasi, *exhaust* LP didinginkan melalui injeksi kondensat. Namun sistem pendingin ini memiliki efek yang tidak menguntungkan. Dalam hal pemisahan aliran atau aliran balik pada tahap terakhir dan kedua dari belakang, tetesan kondensat yang diinjeksi diangkut ke daerah akar sudu dan menyebabkan erosi sudu rotor yang. Fenomena ini dapat menyebabkan sudu akhir retak. Selain itu, uap basah mendinginkan tepi outlet dari sudu, sedangkan bagian yang tersisa tetap berada dalam aliran ventilasi suhu yang lebih tinggi.

Bidang temperatur yang tidak seragam pada sudu menyebabkan tekanan termal, khususnya pada *trailing edge* yang tinggi. Tekanan termal yang diakhiri dengan tekanan kinetostatik dan dinamis dapat menyebabkan kerusakan sudu di takikan erosi yang memperlemah integritas sudu.

Peningkatan suhu uap karena ventilasi juga dapat terjadi pada turbin bertekanan tinggi. Ketika *start-up* dilakukan melalui turbin IP, turbin HP dalam kondisi vakum dan tahap akhirnya dapat bekerja dalam kondisi ventilasi. Ini menyebabkan pemanasan komponen dan peningkatan suhu ke nilai berbahaya. Cara mengurangi fenomena ini adalah peningkatan aliran uap melalui turbin HP, dalam hal ini ekspansi uap mengurangi suhu *exhaust* HP.

Selain fenomena termal yang tidak menguntungkan, dinamika yang tidak diinginkan proses berlangsung selama *start-up*, yang juga mengurangi masa pakai turbin. fenomena getaran resonansi komponen yang berputar dari turbin uap. Desain rotor turbin uap sedemikian rupa sehingga pada saat *run-up* atau pembebanan terjadi peningkatan getaran sudu dan poros sehingga membuat turbin menjadi sulit atau menyebabkan kerusakan pada komponen jalur uap.

Ketika meningkatkan kecepatan rotasi rotor, frekuensi eksitasi yang dihasilkan dari kelipatan ($n = 1, 2 \dots$) dari kecepatan rotasi (k): $k \cdot n$ dan kelipatan jumlah sudu stasioner (z): $z \cdot n$ juga berubah secara proporsional. Frekuensi alami sudu rotor HP dan IP berada pada level ribuan hertz dan ketika peningkatan kecepatan rotasi rotor melewati resonansi dengan kelipatan jumlah sudu stasioner. Sudu panjang dari LP tahap terakhir memiliki frekuensi alami yang lebih rendah, pada tingkat ratusan hertz, dan ketika menjalankan rotor melewati resonansi dengan frekuensi menjadi kelipatan dari kecepatan rotasi. Melewati

daerah resonansi disertai dengan peningkatan amplitudo getaran yang menyebabkan peningkatan tekanan dinamis sudu. Hal ini menyebabkan kelelahan pada material sudu, menambah kelelahan akibat tekanan kineto-statis. Pada sejumlah besar pemulaian turbin, proses kelelahan dapat menyebabkan keretakan sudu dan contoh-contoh seperti itu dikenal dalam operasi turbin uap.

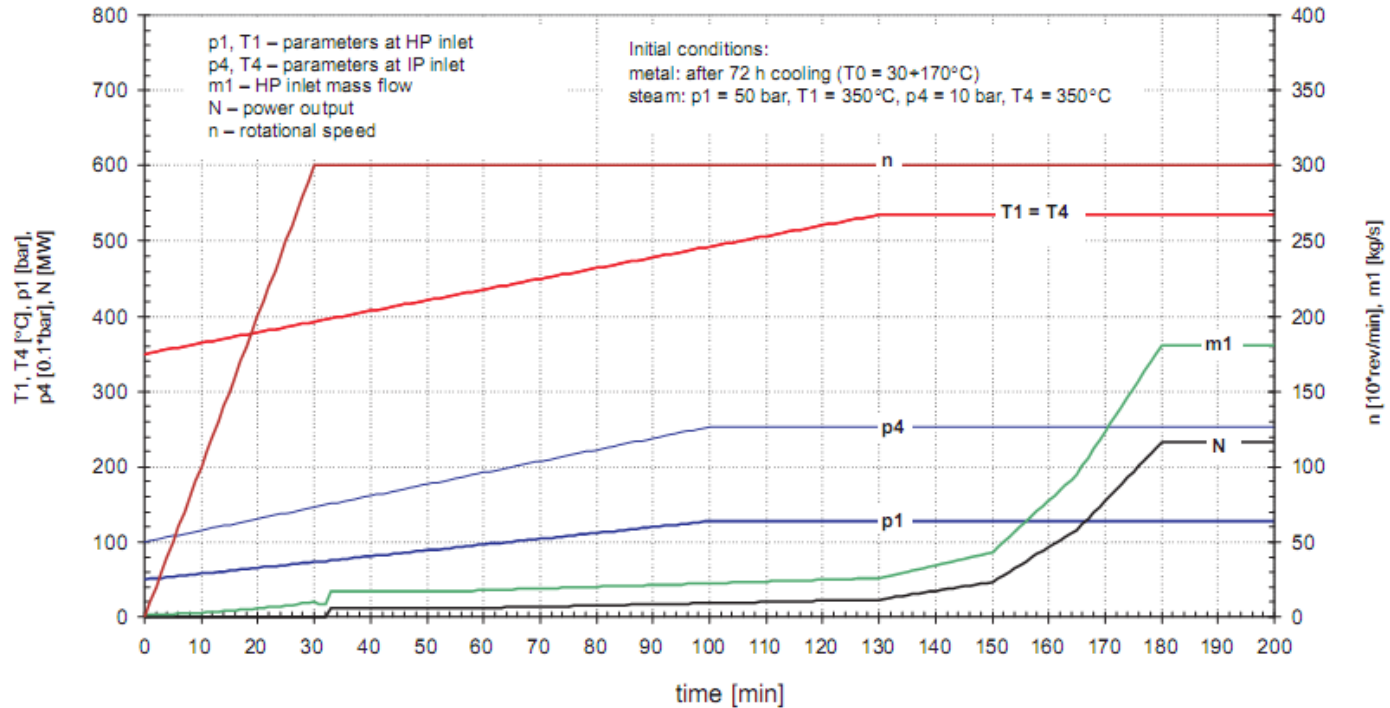
Juga poros turbin uap memiliki kecepatan kritis dalam kisaran 0–3000 rpm dan pada saat *run-up* rotor melewati daerah resonansi. Dalam turbin kondensasi multi-silinder output daya tinggi, kecepatan kritis rotor turbin HP, IP dan LP dan rotor generator berada dalam kecepatan *start-up* dan selama *run-up* beberapa resonansi dari turbo-set rotor terjadi. Di daerah resonansi amplitudo getaran yang meningkat dapat menyebabkan penurunan jarak pada segel labirin, gesekan rotor, dan bahkan kerusakan sudu dan rotor bengkok. Untuk mengurangi konsekuensi dari getaran resonansi selama *start-up*, perlu untuk melewati daerah resonansi secepat mungkin, misalnya dengan akselerasi 600-800 putaran / min².

Selain getaran rotor yang sinkron, juga terjadi getaran yang *self exciting* dengan frekuensi rendah. Amplitudo dari getaran ini sangat tinggi, dan frekuensinya sesuai kira-kira dengan salah satu frekuensi kritis rotor. Alasan getaran rotor *self exciting* dapat berupa gaya oli di bantalan atau gaya aerodinamik pada *seal shaft*. Getaran frekuensi rendah yang disebabkan oleh gaya aerodinamis muncul dengan cepat setelah melebihi beberapa beban (disebut beban ambang) dan menghilang setelah menurunkan turbin di bawah output daya. Jika dalam turbin fenomena beban ambang terjadi, maka *start-up* tidak mungkin karena getaran tinggi dan perlu untuk mencoba memodifikasi desain.

C. SUPERVISI DAN PEMANTAUAN PEMULA

Dalam proses *start-up* turbin uap, perlu untuk mengontrol proses termal dan proses dinamis dengan mengukur parameter yang sesuai di jalur aliran turbin. Prinsip dasar *start-up* diberikan dalam instruksi pengoperasian turbin dan variasi kecepatan rotasi, output daya, dan parameter uap dari waktu ke waktu dijelaskan dalam kurva *start-up*. Kurva *start-up* dihasilkan secara independen untuk setiap tipe turbin individu dan prosesnya tergantung, antara lain, pada kurva *start-up* boiler, tipe *start-up*, desain turbin, masa pakai turbin desain, dan persyaratan jaringan. Contoh kurva *start-up* dari turbin uap kondensasi dengan pemanasan ulang ditunjukkan pada Gambar. 11.12. Ini adalah kurva *start-up* untuk *cold start up* setelah 72 jam unit berhenti. Kurva *start-up* memberikan variasi yang direkomendasikan dari waktu ke waktu seperti parameter kecepatan putar rotor, output daya turbin, suhu dan tekanan *live steam* dan *reheat steam*. Karakter serupa memiliki kurva *start-up* untuk start yang *warm* dan *hot*, tetapi dengan waktu yang lebih pendek untuk sinkronisasi dan beban nominal. Saat ini desain turbin untuk pembangkit listrik berbahan bakar batubara konvensional memungkinkan waktu mulai yang cepat, biasanya antara satu dan tiga jam.

START-UP FROM COLD STATE (start-up duration 180 min)



Gambar 11. 12 Kurva *Start Up* Turbin Uap

Dalam praktik rekayasa turbin, perbedaan di antara berbagai *start-up* dilakukan berdasarkan kriteria berikut:

- *Cold Start*: $T_0 < 170$ °C atau waktu diam standstill $t_{standstill} > 60$ jam,
- *Warm Start*: 170 °C $< T_0 < 430$ (suhu casing kondisi *steady state*, -100 °C) atau waktu diam $8 \leq t_{standstill} \leq 60$ jam,
- *Hot Start*: $T_0 > 430$ (suhu casing kondisi minus, 100 °C) atau waktu diam $t_{standstill} < 8$ jam, di mana T_0 adalah suhu awal.

Untuk merancang kurva *start-up*, pabrikan turbin menggunakan alat teknik khusus yang didedikasikan untuk mesin yang diproduksi oleh mereka. Kurva *start-up* yang dirancang saat ini adalah yang optimal dan memastikan waktu permulaan yang minimal sambil mempertahankan tekanan komponen dalam batas yang diizinkan.

Kontrol pemanasan komponen turbin diwujudkan berdasarkan pengukuran uap dan suhu logam serta pengukuran ekspansi relatif. Agar tidak menimbulkan tekanan dan deformasi termal yang berlebihan, perbedaan suhu uap-logam yang diukur dan laju uap serta suhu logam harus dijaga dalam batas yang diizinkan.

Nilai-nilai dari perbedaan dan tingkat kriteria suhu dievaluasi dengan perhitungan dan kemudian diverifikasi secara eksperimental pada turbin aktual. Nilai dari jumlah kriteria yang direkomendasikan untuk komponen turbin uap ini tercantum dalam Tabel. 11.1.

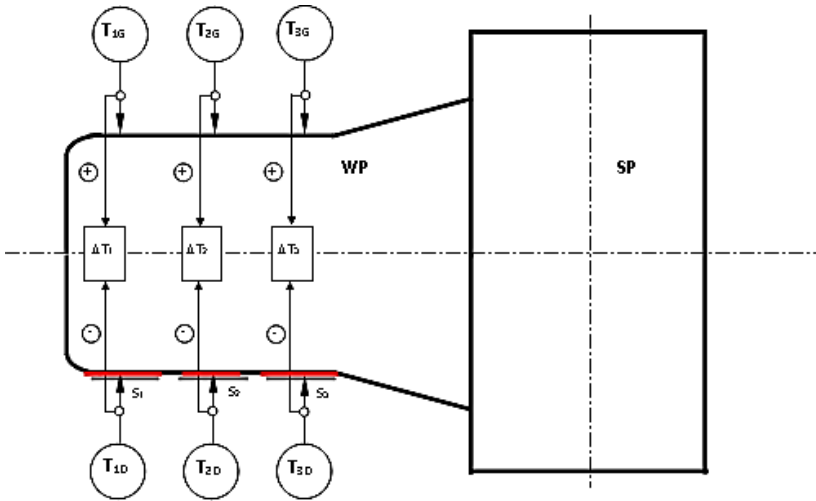
Tabel 11. 1 *Permissible temperature rates in selected steam turbines components*

Component	Temperature range [°C]		
	<200	200–400	>400
Live steam pipeline	5	4	3
HP stop valve casing	3	2	2
IP stop valve casing	4	3	3
HP and IP control valves casing	6	5	3
HP and IP inner casing	3	2	2
HP and IP outer casing	4	3	3

Selain itu, pada beberapa turbin, perbedaan suhu di *casing* dalam dan luar dimonitor. Nilai yang diizinkan dari perbedaan suhu tergantung pada desain *casing* dan jarak radial di jalur uap turbin. Biasanya direkomendasikan bahwa perbedaan tidak melebihi 50 °C. Untuk mengurangi konsekuensi pemanasan yang tidak seragam pada bagian atas dan bawah selubung luar dan untuk mempertahankan perbedaan suhu dalam batas yang diizinkan, tikar pemanas (*heating mats*) khusus digunakan. Mereka menyala ketika perbedaan suhu di *casing* mendekati batas yang diizinkan dan menyebabkan pemanasan katup bawah. Mereka beroperasi terutama selama fase *start-up* ketika suhu berbeda terbesar. Ketika kondisi-*steady* tercapai selubung memanaskan dan suhu kedua bagian secara praktis menyamakan. Instalasi tikar pemanas pada *casing* luar turbin ditunjukkan pada Gambar. 11.13. Gambar ini menyajikan pengaturan skematis pasangan pemanas (ditandai merah) dan titik pengukuran suhu logam *casing* yang didedikasikan untuk kontrol pemanasan.

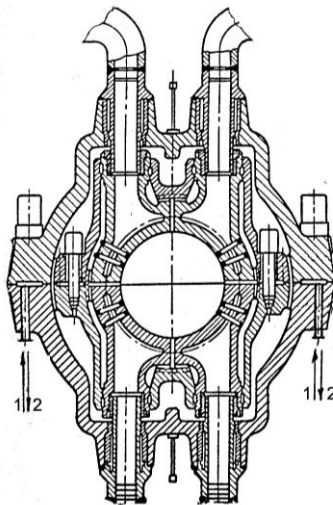
Instalasi pemanas juga digunakan untuk baut dan *casing flanges*. Baut dipanaskan lebih lambat dari pada *flanges* karena hambatan termal dari sambungan sekrup. Perbedaan suhu yang berlebihan akan menyebabkan deformasi baut dan kebocoran permanen pada bidang yang terpisah. Fenomena ini sangat jelas terlihat pada *casing* dengan *flanges* tebal dan berat. Pemanasan baut bertujuan untuk membatasi perbedaan suhu antara baut flange dan memungkinkan turbin *start-up* dengan laju normal.

Flanges juga merupakan alasan pemanasan *casing* tidak merata dan deformasi termal. Bidang suhu yang tidak seragam terjadi juga di dalam flange yang menghasilkan tekanan termal yang signifikan selama turbin *start-up* atau *shutdown*. Pemanasan flange menggunakan uap secara efisien mengurangi perbedaan suhu selubung dan mencegah timbulnya tegangan dan deformasi berbahaya.



Gambar 11. 13 Pemasangan tikar pemanas pada casing luar turbin.

Pada *start-up* cepat pada komponen turbin berdinding tebal seperti rotor atau casing, dihasilkan tegangan termal yang tinggi, yang dalam area konsentrasi tegangan dapat melebihi tegangan leleh. Pengulangan siklik dari tegangan termal transien selama *start-up* dan *shutdown* menyebabkan *thermal fatigue* pada material dan *initial crack* dimana frekuensi start sangat tinggi sehingga melebihi umur kelelahan material.

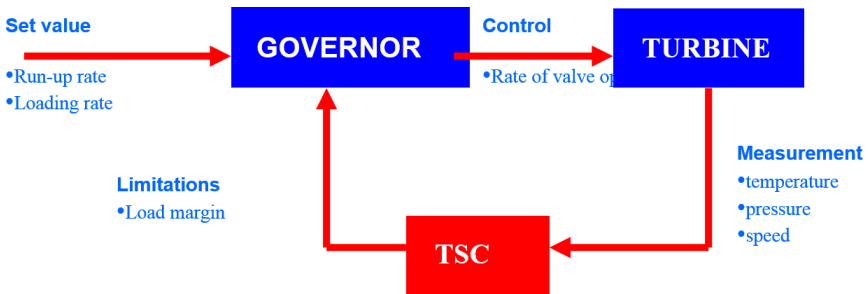


Gambar 11. 14 Heating of casing flanges.

Untuk mengendalikan tegangan termal saat *start-up* digunakan sistem pengawasan khusus, yaitu pengendali tekanan termal (TSC). *Thermal stress controller* adalah sistem yang memantau dan mengendalikan operasi turbin. Alat ini mengawasi keadaan termomekanis mesin yang tidak stabil dan secara langsung memengaruhi operasi yang aman. Tugas utama TSC adalah mengontrol *start-up* / *shutdown* turbin untuk menggunakan kemampuan pembebanannya secara aman tergantung pada kondisi material. Ini memungkinkan perubahan pembebanan termal yang begitu cepat untuk melindungi turbin terhadap tekanan yang melebihi yang diizinkan. Kontrol dilakukan dengan mengoreksi program peningkatan kecepatan dan beban yang diterapkan pada governor turbin. Tingkat pembatasan laju variasi kecepatan dan beban adalah fungsi upaya maksimum dari lokasi komponen turbin utama yang paling banyak dibebani.

Kontrol tegangan termal dilakukan secara bersamaan di beberapa komponen turbin. Paling sering ini adalah rotor HP dan IP dan *casing* dalam. Tegangan komponen dihitung di lokasi yang paling banyak dibebani dan sebagai nilai kriteria dipilih tegangan maksimum. Tegangan maksimum dibandingkan dengan yang tegangan diizinkan yang berasal dari karakteristik kelelahan material dan atas dasar ini beban relatif komponen ditentukan dan dinyatakan sebagai fraksi beban (*load fraction*). Selama *start-up*, fraksi beban masing-masing komponen berubah secara signifikan tetapi tidak dapat melebihi 100%. Pada fase yang berbeda dari *start-up* (mis., Sebagian besar dibebani) berubah dan tegangan maxima dapat terjadi beberapa kali selama satu start. Contoh permulaan dari kondisi *warm* ditunjukkan pada Gambar. 11.16 dan 11.17. Pada fase awal *start-up* yang paling banyak dibebani

adalah komponen turbin IP dan *casing* bagian dalam IP adalah yang paling depan. Setelah 3 jam, turbin HP mulai mendominasi dan rotornya mencapai 95% dari beban yang diizinkan. Fraksi beban dari semua komponen adalah karakteristik dari beberapa puncak yang menyebabkan kerusakan kelelahan material.



Gambar 11. 15 Struktur sistem pengawasan permulaan dengan TSC.

1. Ekspansi diferensial

Selama variasi kecepatan putaran dan beban, perubahan relatif dari dimensi komponen yang berputar (rotor) dan stasioner (*casing*) terjadi. Alasannya ganda:

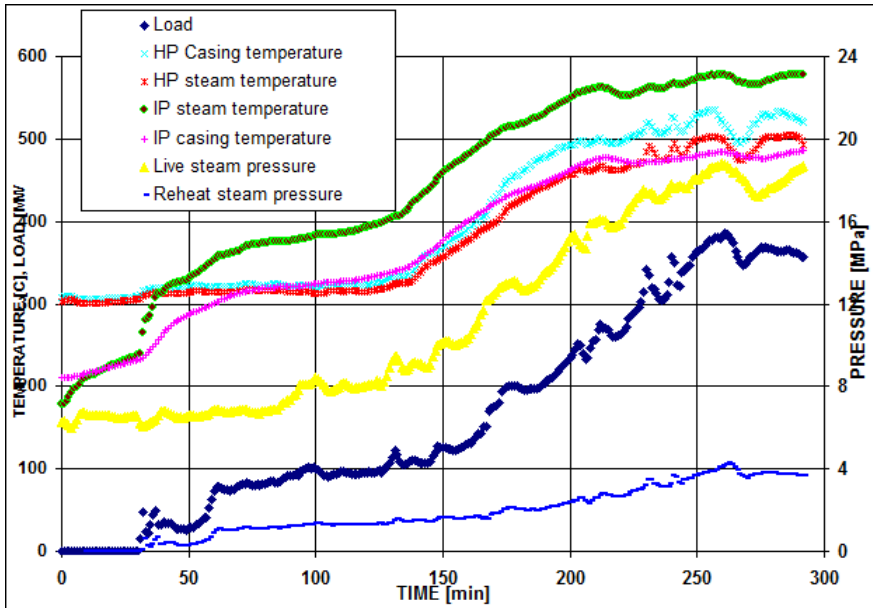
- perbedaan suhu antara rotor dan casing, yang dihasilkan dari kondisi pemanasan yang berbeda,
- kontraksi aksial rotor karena gaya sentrifugal.

Ekspansi berbeda juga ada pada kondisi *steady* tetapi nilai-nilai terbesar diasumsikan selama transien (*run-up*, pembebanan). Selama *start-up* rotor mengembang secara radial karena kecepatan rotasi dan lebih tinggi dari suhu *casing*. Perubahan dimensi relatif menyebabkan penurunan jarak pada jalur uap turbin, baik dalam arah radial (jarak radial) dan arah aksial (jarak bebas aksial). Perluasan yang berlebihan akan menyebabkan tidak ada gap dan gesekan di jalur uap yang mengakibatkan kerusakan pada sudu dan *seal*. Yang sangat berbahaya adalah ekspansi aksial yang arahnya mungkin berbeda di berbagai bagian turbin dan

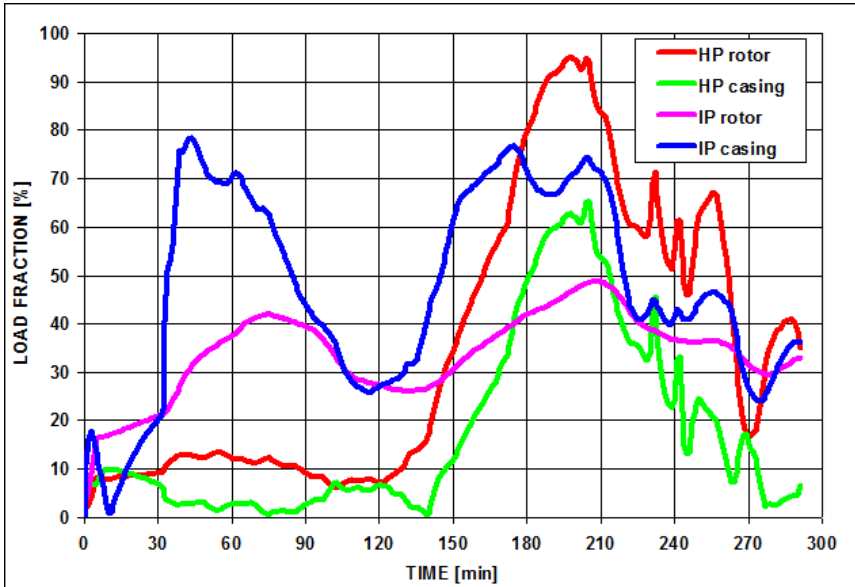
berbeda untuk komponen individu. Contoh skema ekspansi termal rotor dan casing dari turbin kondensasi *multicylinder* dengan output daya tinggi yang terdiri dari turbin tekanan tinggi, turbin tekanan menengah aliran ganda dan dua turbin tekanan rendah aliran ganda ditunjukkan pada Gambar. 11.18. Warna-warna khusus menunjukkan:

- biru - ekspansi casing dalam dan titik relatif pasti dari casing dalam dan luar,
- hijau - ekspansi casing luar dan titik-titik absolut pasti dari casing / bantalan dan pondasi.
- merah - ekspansi rotor dan titik rotor relatif pada bantalan gabungan aksial-radial.

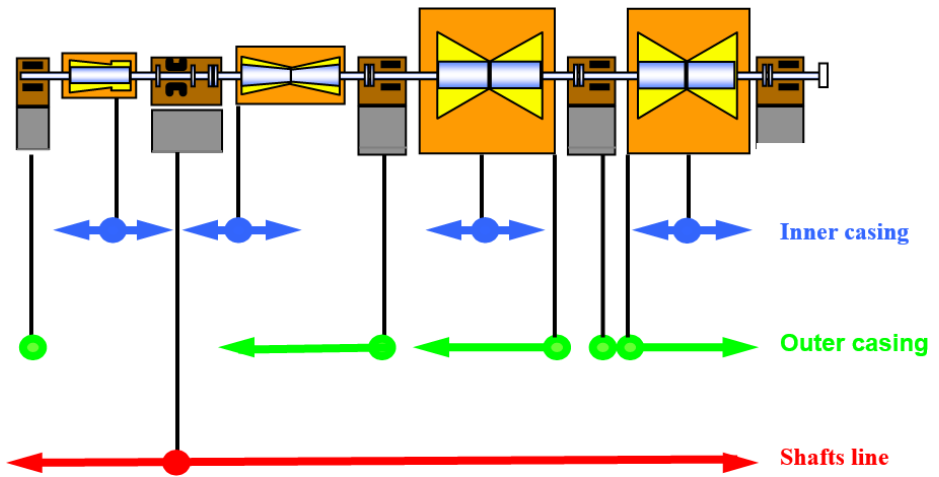
Untuk mengawasi ekspansi yang berbeda selama operasi posisi turbin, sensor digunakan dan dihubungkan dengan display ekspansi. Contoh kontrol ekspansi diferensial turbin LP ditunjukkan pada Gambar. 11.19.



Gambar 11. 16 Variation of steam and metal parameters during start-up.



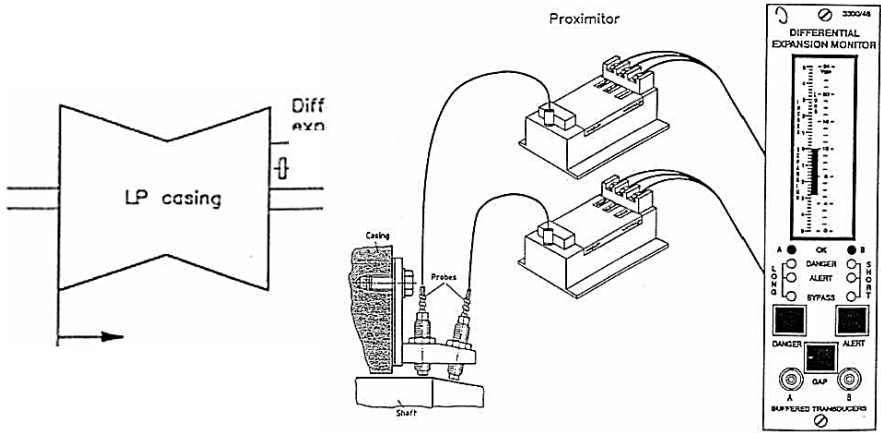
Gambar 11. 17 Variation of components load fraction during start-up.



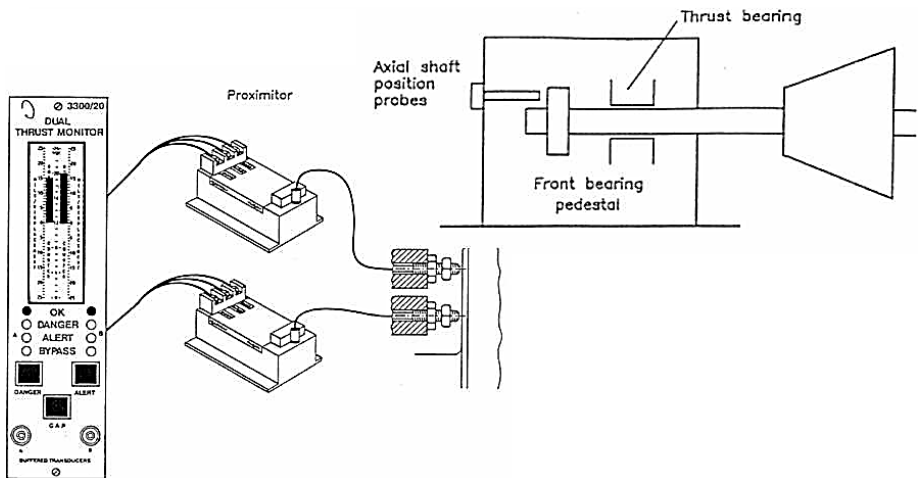
Gambar 11. 18 Skema ekspansi turbin kondensasi *multicylinder*.

2. Perpindahan aksial

Pengukuran perpindahan aksial digunakan untuk melindungi rotor dan sudu, bukan bantalan. Untuk proteksi bantalan digunakan termokopel. Nilai tipikal dari alarm pemicu perpindahan aksial adalah $\pm 0,4$ (0,6) mm sementara turbin biasanya trip pada $\pm 0,8$ mm. Contoh perpindahan aksial terlihat pada Gambar 11.20



Gambar 11. 19 Sistem Pengukuran Ekspansi Turbin Tekanan Rendah



Gambar 11. 20 Sistem Pengukuran Perpindahan Poros aksial

3. Getaran

Sangat penting untuk menjaga kesiapan peralatan berputar yang dioperasikan dengan rotor dan tingkat getaran bantalan yang berada dalam batas yang disarankan. Getaran yang berlebihan dapat menyebabkan kerusakan pada seal di dalam pabrik, yang menyebabkan peningkatan kebocoran, mengurangi efisiensi dan masalah lain yang mungkin terjadi serta menyebabkan peningkatan beban dinamis pada bantalan dan struktur pendukung rotor. Satu dari kesalahan paling umum yang dapat mencegah atau membatasi operasi mesin berputar di pembangkit listrik adalah getaran rotor yang berlebihan atau getaran pada bantalan. Contoh kegagalan fungsi yang dapat menimbulkan peningkatan getaran adalah:

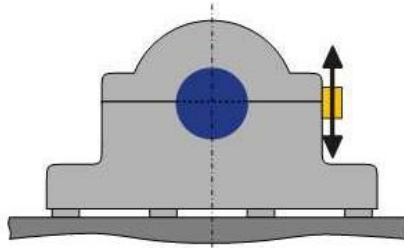
- Tidak seimbang (*unbalance*)
- Mengalami ketidakselarasan (*Bearing misalignment*)
- Menggabungkan eksentrisitas (*Coupling eccentricity*)
- Ketidakstabilan minyak dan uap (*Oil and steam instabilities*)
- Rugi mekanis (*Mechanical looseness*)
- Gangguan rotor / komponen stasioner (*Rotor/stationary component interference*)
- Resonansi (*Resonance*)
- Anomali pondasi (*Foundation anomalies*)
- Busur termal (*Thermal bow*)
- Keretakan rotor (*Rotor cracks*)
- Penebalan sudu (*Blades deposits*)

Biasanya, untuk kontrol getaran dua sensor getaran relatif digunakan untuk masing-masing bantalan, yang terletak pada sudut 90o relatif satu sama lain. Alarm dihasilkan ketika level getaran

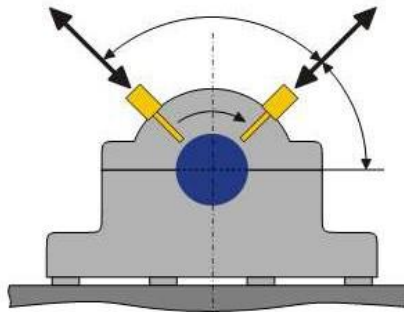
mencapai ambang pertama, misalnya 165 μm p-p, dan turbin trip ketika ambang trip terlampaui, misalnya 260 μm p-p.

Secara tradisional, pengawasan getaran turbin telah dilakukan atas dasar pengukuran getaran bantalan alas (Gambar. 11.21a). Mesin sekarang sering dioperasikan pada kondisi operasi yang semakin parah seperti perubahan beban yang sering, operasi shift, periode *overhaul* yang diperpanjang, masa operasi yang diperpanjang. Konsekuensinya, persyaratan yang lebih ketat harus ditentukan untuk pengoperasian nilai getaran untuk memastikan operasi yang berkelanjutan dan aman. Dalam kondisi seperti itu, pengukuran getaran yang dilakukan pada alas bantalan mungkin tidak cukup menggambarkan perilaku getaran turbin uap. Pengukuran getaran poros (Gambar. 11.21a) memungkinkan deteksi perubahan perilaku turbin yang lebih akurat dan lebih sensitif. Pengukuran dilakukan dengan menggunakan pemancar minim kontak dalam dua arah pada sudut 90°. Pengukuran getaran poros terutama disarankan untuk mesin dengan *casing* yang relatif kaku dan / atau lebih berat dibandingkan dengan massa rotor. Selain itu, pengukuran pada bagian yang tidak berputar mungkin tidak sepenuhnya cukup untuk turbin uap, yang memiliki beberapa mode getaran dalam kisaran kecepatan. Contoh fiksasi sensor getaran pada mesin impuls dan reaksi ditunjukkan pada Gambar. 11.22.

a)

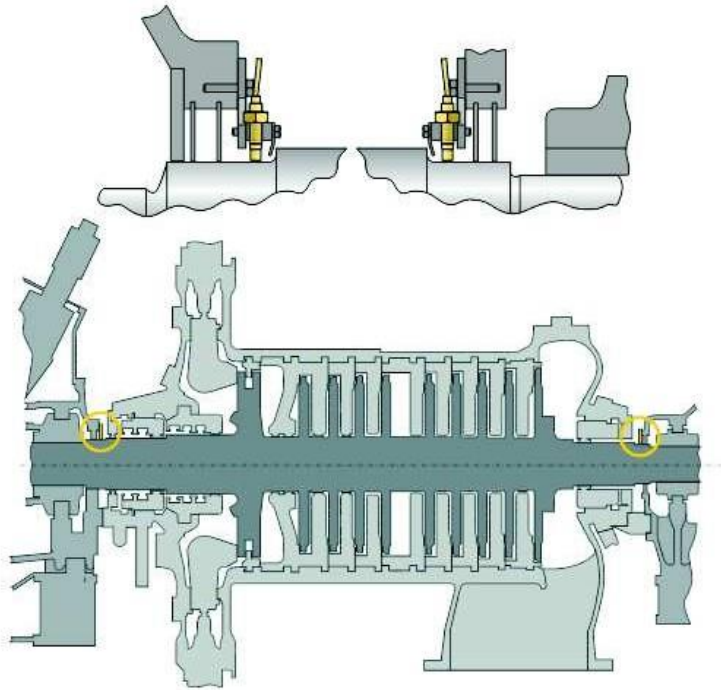


b)

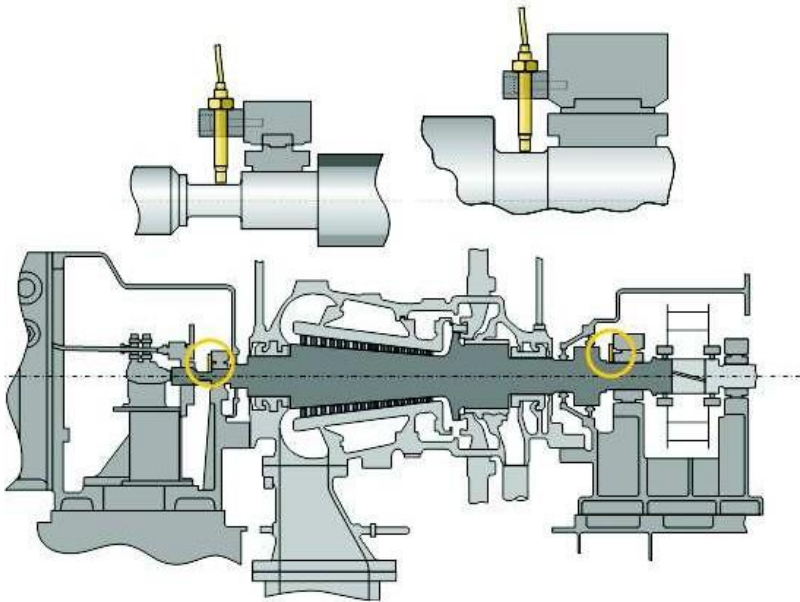


Gambar 11. 21 Pengukuran Getaran Pndasi Bantalan (a) dan Poros Turbin (b)

a)

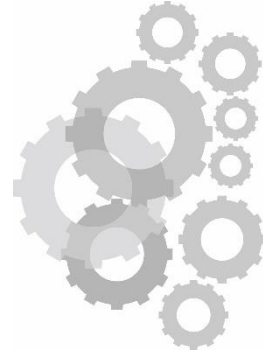


b)



Gambar 11. 22 Fiksasi dari Sensor getaran relative pada turbin impuls (a) dan turbin reaksi (b)

DAFTAR PUSTAKA



- Banaszkiewicz, M., *Steam turbines start-ups*, Transactions of the institute of fluid-flow machinery 2014;126:169-198.
- British Electricity International, *Modern Power Station Practice*, 3d ed., Pergamon Press, Oxford, United Kingdom, 1991.
- El-Wakil, M. M., *Power Plant Technology*, McGraw-Hill, New York, 1984.
- Kiameh, P., *Power Generation Hand Book: selection, applications, operation, and maintenance*, McGraw-Hill, New York, c2003.
- Kolmetz Handbook of Process Equipment Design: Steam Turbine System (Engineering Design Guidelines)* by Karl Kolmetz; 2015. <www.klmtechgroup.com>.
- Van Wylen, J. G., *Fundamentals of Classical Thermodynamics*, John Wiley & Sons, New York, 1976.
- Wills, G., *Lubrication Fundamentals*, Marcel Dekker, New York, 1980.

