



TUGAS SARJANA

TURBIN UAP

UNTUK PENGGERAK GENERATOR LISTRIK PADA PABRIK KELAPA SAWIT DENGAN KAPASITAS PRODUKSI 30 TON TBS/JAM

SKRIPSI

Diajukan untuk melengkapi tugas-tugas
Dan syarat-syarat untuk mencapai
Gelar Sarjana Teknik

Oleh :

SAPTO YUWONO

NIM : 99.813.0004



**PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MEDAN AREA
MEDAN
2003**

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 4/1/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber
2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah
3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area

TUGAS SARJANA

TURBIN UAP UNTUK PENGGERAK GENERATOR LISTRIK PADA PABRIK KELAPA SAWIT DENGAN KAPASITAS PRODUKSI 30 TON TBS/JAM

SKRIPSI

Diajukan untuk melengkapi tugas-tugas
Dan syarat-syarat untuk mencapai
Gelara Sarjana Teknik



Oleh :

SAPTO YUWONO
NIM : 99.813.0004

**PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MEDAN AREA
MEDAN
2003**

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 4/1/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber
2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah
3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area

**TUGAS SARJANA
TURBIN UAP**

**UNTUK PENGGERAK GENERATOR LISTRIK PADA
PABRIK KELAPA SAWIT DENGAN KAPASITAS
PRODUKSI 30 TON TBS/JAM**

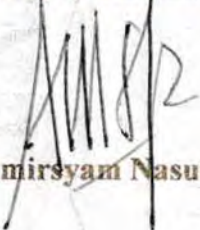
OLEH :

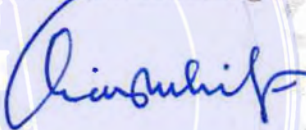
SAPTO YUWONO
NIM : 99 813 0004

**Menyetujui :
Komisi Pembimbing**

Dosen Pembimbing I

Dosen Pembimbing II

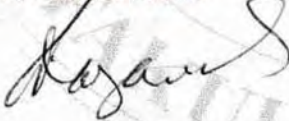

(Ir. Amirsyam Nasution, MT)


(Ir. Syafrian Lubis)

Mengetahui :

Ketua Jurusan

Dekan


(Ir. Darinto, M.Sc)


(Drs. Dadan Ramdan, M.Eng, Sc)

**FAKULTAS TEKNIK
JURUSAN TEKNIK MESIN
UNIVERSITAS MEDAN AREA
MEDAN
2003**

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 4/1/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber
2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area
Access From (repository.uma.ac.id)4/1/24

UNIVERSITAS MEDAN AREA
FAKULTAS TEKNIK
JURUSAN TEKNIK MESIN

Jalan kolam No. 1 Medan Estate telp 7366878-7357771

AGENDA No. /FTJM/2003

Diterima tanggal : 18-04-2003

Paraf



Nama : SAPTO YUWONO

NIM : 99.813.0004

Mata Kuliah : TURBIN UAP

Spesifikasi : Rencanakanlah sebuah turbin uap sebagai penggerak

Generator pada pabrik kelapa sawit dengan kapasitas 30

TBS/JAM perencanaan meliputi :

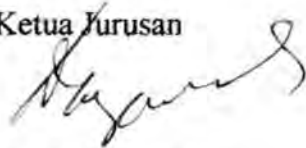
- Daya turbin/analisa termodinamika
- Jenis turbin
- Data lain diambil dari survey

Diberikan tanggal : 22 Juli 2003

Selesai tanggal : 5 Agustus 2003

Medan, 22 Juli 2003

Ketua Jurusan



(Ir. Darianto, Msc)

Dosen Pembimbing



(Ir. Amirsyam Nst, MT)

Koordinator



(Ir. Amirsyam Nst, MT)

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 4/1/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber
2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area

Access From (repository.uma.ac.id)4/1/24

KATA PENGANTAR

Allhamdulillah rabbil 'Alamanin penulis ucapkan kehadiran Allah SWT, yang telah memberikan rahmat, taufik dan hidayah Nya, akhirnya penulis dapat menyusun Tugas Akhir ini.

Pada masa sekarang ini perkembangan kelapa sawit sudah berkembang dengan pesatnya. Untuk mengolah bahan baku menjadi bahan minyak sawit (CPO) maka diperlukan mesin-mesin yang mempunyai fungsi tertentu. Kumpulan mesin-mesin yang menghasilkan produk minyak sawit ini dikenal dengan nama **Pabrik Kelapa Sawit**. Dan untuk mengoperasikan pabrik kelapa sawit ini diperlukan suatu mesin pembangkit daya. Oleh karena itu tugas sarjana penulis ambil dari bidang mesin Konversi Energi dengan judul "**Turbin Uap**" sebagai penggerak generator listrik untuk mensuplay daya pada pabrik kelapa sawit dengan kapasitas 30 ton TBS/Jam.

Adapun tugas akhir ini untuk memenuhi syarat guna memperoleh Gelar Sarjana Strata Satu (S1) pada Fakultas Teknik UMA. Dalam menyusun tugas Akhir ini penulis berusaha berusaha semaksimal mungkin sesuai dengan kemampuan dan ilmu yang diperoleh. Disamping itu masukkan dan bimbingan yang sangat berharga dari Bapak Dosen Pembimbing dan Dosen Penguji serta sumbangan pemikiran dari Rekan-rekan Mahasiswa sekalian.

Atas bantuan bimbingan dan motivasi yang diberikan kepada penulis, dengan rendah hati penulis mengucapkan terima kasih kepada :

1. Bapak Drs. Dadan Ramadhan, Msc sebagai Dekan fakultas Teknik
2. Bapak Ir. Amirsyam Nst,MT, sebagai Ketua Jurusan Teknik Mesin

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 4/1/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber
2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area

Access From (repository.uma.ac.id)4/1/24

3. Bapak Ir. Amirsyam Nst,MT, sebagai Dosen Pembimbing I
4. Bapak Ir. Syafrian Lubis, sebagai Pembimbing II
5. Kepada seluruh staf pengajar/Biro Universitas Medan Area Fakultas Teknik
6. Seluruh Teman-teman teknik mesin '99 yang telah membantu penulis hingga dapat menyelesaikan Tugas akhir ini.
7. Kepada orang tua yang tercinta serta kakak-kakak yang telah membantu dan memberikan dorongan moril maupun material selama masa perkuliahan sampai selesainya tugas-tugas sarjana ini.

Penulis menyadari sepenuhnya dalam tulisan ini masih terdapat kekurangan dan kekhilafan. Oleh karena itu kritik dan saran yang sifatnya membangun dari berbagai pihak sangat penulis harapkan untuk tugas akhir ini.

Akhir kata penulis megharapkan semoga tulisan ini dapat bermanfaat serta berguna bagi kita semua, Amin ya Rabbal 'Alamin.

Medan, Juni 2003

Penulis

SAPTO YUWONO
No.Stb : 998130004

DAFTAR ISI

	Halaman
KATA PENGANTAR	i
DAFTAR ISI.....	iii
BAB I PENDAHULUAN	1
I.1. Latar Belakang	1
I.2. Tujuan	2
I.3. Batasan Masalah	2
I.4. Sistematika Penulisan	3
BAB II TINJAUAN PUSTAKA.....	5
II.1. Pengertian Turbin	5
II.2. Klasifikasi Turbin Uap	6
II.3. Distribusi Penggunaan Uap.....	9
II.4. Pemilihan Jenis Turbin.....	13
BAB III ANALISA DAYA	18
III.1. Sistematika Pensuplayan Energi Listrik.....	18
BAB IV ANALISA THERMODINAMIKA	21
VI.1. Enthalpy Uap.....	21
VI.2. Perhitungan Kecepatan Uap	24
VI.3. Menentukan Harga U/Ci Optimum.....	25
VI.4. Kerugian Energi Pada Turbin Uap.....	30
VI.5. Efisiensi Turbin	36
VI.6. Penentuan Massa Alir Uap	37

BAB V PERENCANAAN BAGIAN-BAGIAN UTAMA TURBIN	
UAP	40
V.1. Perencanaan Poros.....	40
V.2. Perencanaan Nozel	48
V.3. Perencanaan Sudu.....	56
V.4. Perencanaan Cakram (disk).....	73
BAB VI PERENCANAAN KOMPONEN PENDUKUNG	88
VI.1. Perencanaan Pasak	88
VI.2. Roda Gigi Reduksi	93
VI.3. Bantalan.....	99
BAB VII PELUMASAN, PERAWATAN DAN PEMELIHARAAN	113
VII.1. Manfaat Pelumasan	117
VII.2. Perawatan dan Pemeliharaan Turbin.....	120
VII.3. Peralatan-Peralatan Bantu Pada Turbin.....	120
BAB VIII KESIMPULAN	122
LITERATUR	126
LAMPIRAN	128

BAB I

PENDAHULUAN

I.1. Latar Belakang

Provinsi Sumatera Utara adalah daerah perkebunan dan salah satu komoditi yang dihasilkan dari perkebunan tersebut adalah kelapa sawit.

Pada umumnya pabrik pengolahan kelapa sawit berlokasi disekitar perkebunan yang bersangkutan sebagai transit yang terdekat, sehingga kelapa sawit yang telah dipanen dapat secepatnya sampai dipabrik untuk diolah. Untuk mengolah buah kelapa sawit banyak dibutuhkan mesin dan pembangkit daya. Salah satu mesin yang berada dipabrik pengolahan kelapa sawit adalah **“Turbin Uap”**.

Turbin uap tersebut dioperasikan untuk menggerakan generator listrik yang berguna untuk pembangkit daya tegangannya dapat ditransper pada peralatan-peralatan pengolahan.

Ada beberapa keuntungan mengapa turbin uap banyak dipergunakan pada pabrik pengolahan kelapa sawit, yaitu:

1. Bernilai ekonomi tinggi, karena uap yang dibutuhkan turbin dapat diperoleh dari katel uap yang digunakan serat dan cakang dari pengolahan yang tidak produktif untuk bahan bakarnya.

2. Turbin dapat menghasilkan daya yang besar.
3. Uap bekas dari turbin masih dapat dimanfaatkan untuk kebutuhan peralatan pengolahan seperti pada alat perebusan kelapa sawit (**STERILIZER**).

I.2. Tujuan

Adapun tujuan dari penulisan Skripsi antara lain:

1. Untuk menganalisa system kerja dari suatu turbin uap yang digunakan untuk menggerakkan generator listrik.
2. Untuk memperoleh ukuran-ukuran komponen dan komponen pendukung dari sebuah turbin uap.
3. Untuk mengetahui jenis turbin yang digunakan.
4. Untuk mengetahui dan menganalisa pembangkit daya.

I.3. Batas Masalah

Dalam perencanaan ini, analisa perhitungan dibatasi hanya ukuran-ukuran komponen utama dan pendukung dari sebuah turbin uap seperti:

- a. Komponen utama terdiri dari:
- Nozzle
 - Sudu (Blade)
 - Roda Turbin (cakra)

- Poros Turbin
- Roda Gigi Reduksi

b. Komponen pendukung terdiri dari :

- Bantalan
- Roda gigi reduksi
- Rumah turbin

I.4. Sistematika Penulisan

Penulisan terdiri dari bab dan sub bab dimana antara satu dengan bab yang lain saling berkaitan.

1. BAB I menguraikan latar belakang, tujuan dan batasan masalah.
2. BAB II menguraikan pemilihan jenis turbin, klasifikasi turbin uap dan distribusi penggunaan uap.
3. BAB III menguraikan tentang kebutuhan energi listrik.
4. BAB IV menguraikan tentang analisa thermo dinamika yang mengenai tentang entalpi uap, u/c_1 optimum dan kerugian-kerugian kalor pada turbin.
5. BAB V menguraikan tentang perencanaan bagian-bagian utama turbin uap.
6. BAB VI mengenai perencanaan komponen pendukung turbin uap dengan keseluruhannya.

7. BAB VII menguraikan tentang perawatan, pelumasan dan pemeliharaan turbin uap.
8. BAB VIII menguraikan tentang kesimpulan dari hasil perhitungan komponen-komponen dari komponen pendukung turbin uap.



BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

II.1. Pengertian Turbin

Turbin asal katanya adalah turbo dari bahasa latin yang artinya adalah berputar. Turbin uap adalah suatu penggerak mula yang mengubah energi potensial menjadi energi kinetik dalam nozel dan energi kinetik ini selanjutnya diubah menjadi energi mekanis dalam bentuk putarn poros turbin.

Poros turbin dapat dikopel langsung atau dengan bantuan roda gigi reduksi yang dihubungkan dengan mekanisme yang digerakkan, turbin uap dapat digunakan pada berbagai industri seperti untuk pembangkit tenaga listrik.

Berdasarkan fluida yang digunakan turbin diklasifikasikan:

1. Turbin air
2. Turbin uap
3. Turbin gas

Dari jenis turbin dijumpai beberapa persamaan antara lain:

- 1.Nozel : Berfungsi untuk mengubah energi potensial fluida (uap)menjadi energi kinetik, dimana terjadi perubahan kecepatanair aliran fluida ke sudu – sudu.
- 2.Sudu : Berfungsi untuk mengubah energi kinetis fluida menjadi energi mekanik (gerak).

2. Turbin dapat menghasilkan daya yang besar.
3. Uap bekas dari turbin masih dapat dimanfaatkan untuk kebutuhan peralatan pengolahan seperti pada alat perebusan kelapa sawit (**STERILIZER**).

I.2. Tujuan

Adapun tujuan dari penulisan Skripsi antara lain:

1. Untuk menganalisa system kerja dari suatu turbin uap yang digunakan untuk menggerakkan generator listrik.
2. Untuk memperoleh ukuran-ukuran komponen dan komponen pendukung dari sebuah turbin uap.
3. Untuk mengetahui jenis turbin yang digunakan.
4. Untuk mengetahui dan menganalisa pembangkit daya.

I.3. Batas Masalah

Dalam perencanaan ini, analisa perhitungan dibatasi hanya ukuran-ukuran komponen utama dan pendukung dari sebuah turbin uap seperti:

- a. Komponen utama terdiri dari:
- Nozzle
 - Sudu (Blade)
 - Roda Turbin (cakra)

- Poros Turbin
- Roda Gigi Reduksi

b. Komponen pendukung terdiri dari :

- Bantalan
- Roda gigi reduksi
- Rumah turbin

I.4. Sistematika Penulisan

Penulisan terdiri dari bab dan sub bab dimana antara satu dengan bab yang lain saling berkaitan.

1. BAB I menguraikan latar belakang, tujuan dan batasan masalah.
2. BAB II menguraikan pemilihan jenis turbin, klasifikasi turbin uap dan distribusi penggunaan uap.
3. BAB III menguraikan tentang kebutuhan energi listrik.
4. BAB IV menguraikan tentang analisa thermo dinamika yang mengenai tentang entalpi uap, u/c_1 optimum dan kerugian-kerugian kalor pada turbin.
5. BAB V menguraikan tentang perencanaan bagian-bagian utama turbin uap.
6. BAB VI mengenai perencanaan komponen pendukung turbin uap dengan keseluruhannya.

7. BAB VII menguraikan tentang perawatan, pelumasan dan pemeliharaan turbin uap.
8. BAB VIII menguraikan tentang kesimpulan dari hasil perhitungan komponen-komponen dari komponen pendukung turbin uap.



BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

II.1. Pengertian Turbin

Turbin asal katanya adalah turbo dari bahasa latin yang artinya adalah berputar. Turbin uap adalah suatu penggerak mula yang mengubah energi potensial menjadi energi kinetik dalam nozel dan energi kinetik ini selanjutnya diubah menjadi energi mekanis dalam bentuk putar poros turbin.

Poros turbin dapat dikopel langsung atau dengan bantuan roda gigi reduksi yang dihubungkan dengan mekanisme yang digerakkan, turbin uap dapat digunakan pada berbagai industri seperti untuk pembangkit tenaga listrik.

Berdasarkan fluida yang digunakan turbin diklasifikasikan:

1. Turbin air
2. Turbin uap
3. Turbin gas

Dari jenis turbin dijumpai beberapa persamaan antara lain:

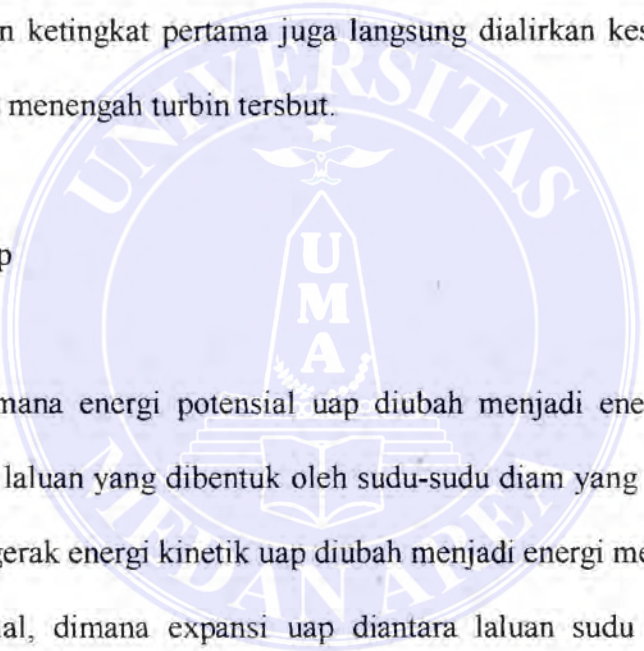
1. Nozel : Berfungsi untuk mengubah energi potensial fluida (uap) menjadi energi kinetik, dimana terjadi perubahan kecepatan aliran fluida ke sudu – sudu.
2. Sudu : Berfungsi untuk mengubah energi kinetis fluida menjadi energi mekanik (gerak).

3. Cakram : Berfungsi untuk meneruskan gerakan sudu ke poros, karena sudu gerak terpadang kuat pada cakram yang mengalami gaya tangensial.
4. Poros : Berfungsi untuk meneruskan daya dan putaran dari cakram.
5. Rumah Turbin : Sebagai tempat pemasangan rotor.

II.2. Klasifikasi Turbin Uap

Untuk memudahkan dalam pengenalan turbin uap, makaturbin uap diklasifikasikan menjadi:

1. Menurut jumlah tingkat tekanan:
 - a. Turbin satu tingkat dengan satu atau lebih tingkat kecepatan.
 - b. Turbin impuls dan reaksi.
2. Menurut arah aliran uap:
 - a. Turbin axial, dimana arah aliran uap sejajar dengan sumbu poros turbin.
 - b. Turbin radial, dimana uapnya mengalir dalam arah yang tegak lurus terhadap poros turbin.
3. Menurut jumlah silinder:
 - a. Turbin silinder tunggal
 - b. Turbin silinder ganda
 - c. Turbin 3 silinder
 - d. Turbin 4 silinder



4. Menurut metode pengaturan

- a. Turbin dengan metode pengaturan pencekikan (throfling) dimana uapnya masuk melalui satu atau lebih katub pencekikan yang dioperasikan serempak (tergantung pada daya yang dihasilkan).
- b. Turbin dengan pengaturan nosel yang uapnya masuk melalui dua atau lebih pengaturan pembuka (opening regulator) yang berurutan.
- c. Turbin dengan pengaturan langkah (by pass governing) dimana uapnya disamping dialirkan ke tingkat pertama juga langsung dialirkan kesatu, kedua bahkan tiga tingkat menengah turbin tersebut.

5. Menurut prinsip aksi uap

- a. Turbin impuls, dimana energi potensial uap diubah menjadi energi kinetik didalam nosel atau laluan yang dibentuk oleh sudu-sudu diam yang bedekatan, dan didalam sudu gerak energi kinetik uap diubah menjadi energi mekanik.
- b. Turbin reaksi aksial, dimana ekspansi uap diantara laluan sudu baik sudu pengarah maupun sudu gerak tiap-tiap tingkat berlangsung hampir pada derajat yang sama.
- c. Turbin reaksi radial tanpa sudu penggerak yang diam.
- d. Turbin reaksi radial dengan sudu pengarah yang diam.

6. Menurut proses penurunan kalor.
 - a. Turbin kondensasi (condensing turbin) dengan regenerator, dimanauap pada tekanan yang lebih rendah dari tekanan atmosfer dialirkan kekondensator.
 - b. Turbin kondensasi dengan satu atau dua penercepatan dari tingkat menengahnya pada tekanan tertentu untuk keperluan-keperluan pemanasan dan proses.
 - c. Turbin tekanan lawan (back pressure turbin) dimanauap buangnya dapat dipakai untuk keperluan-keperluan pemanasan dan proses.
 - d. Turbin tumpang dimana turbin ini termasuk jenis turbin tekanan lawan dengan perbedaan bahwa uap buang dari turbin ini dipakai untuk turbin-turbin kondensasi tekanan menengah dan rendah.
 - e. Turbin tekanan lawan dengan penercepatan uap dari tingkat-tingkat menengahnya pada tekanan tertentu.
 - f. Turbin tingkat rendah.
 - g. Turbin tekanan campur dengan 2 atau 3 tingkat tekanan, dengan suplai uap buang ketinggian-tingkat menengahnya.
7. Menurut kondisi uap pada sisi masuk turbin.
 - a. Turbin tekanan rendah, tekanan 1,2 sampai 2 bar.
 - b. Turbin tekanan menengah, tekanan sampai 40 bar.
 - c. Turbin tekanan tinggi, tekanan diatas 40 bar.
 - d. Turbin tekanan sangat tinggi, tekanan 170 atau lebih dan temperatur diatas 55°C .

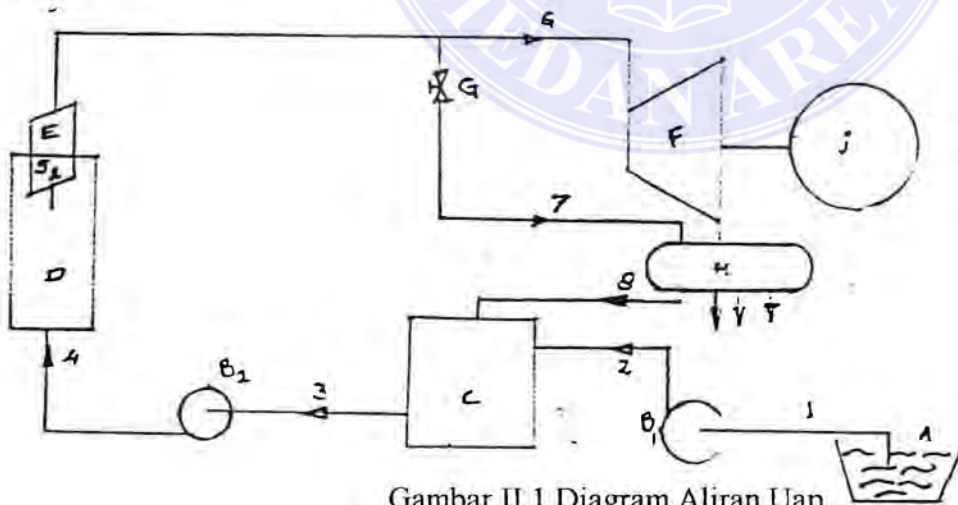
e. Turbin tekanan super kritis, tekanan 225 bar atau lebih.

8. Menurut pemakaian dibidang industri

- a. Turbin uap stationer dengan kepesatan putar yang konstan dipakai terutama untuk menggerakkan alternator.
- b. Turbin uap stationer dengan kepesatan putar yang bervariasi dipakai untuk menggerakkan blower turbo, pengedar udara (air circulator) dan lain-lain.
- c. Turbin uap yang tidak stationer dengan kepesatan putar yang bervariasi dipakai untuk kapal, kereta api (lokomotif turbo).

II.1. Penggunaan Aliran Uap

Penggunaan aliran uap adalah suatu system yang menggambarkan bagaimana keadaan pembentukan uap yang diproduksi oleh ketel uap, sehingga dapat dipergunakan pada unit dari pembangkit tenaga listrik, maupun kebagian proses lainnya.



Gambar II.1. Diagram Aliran Uap.

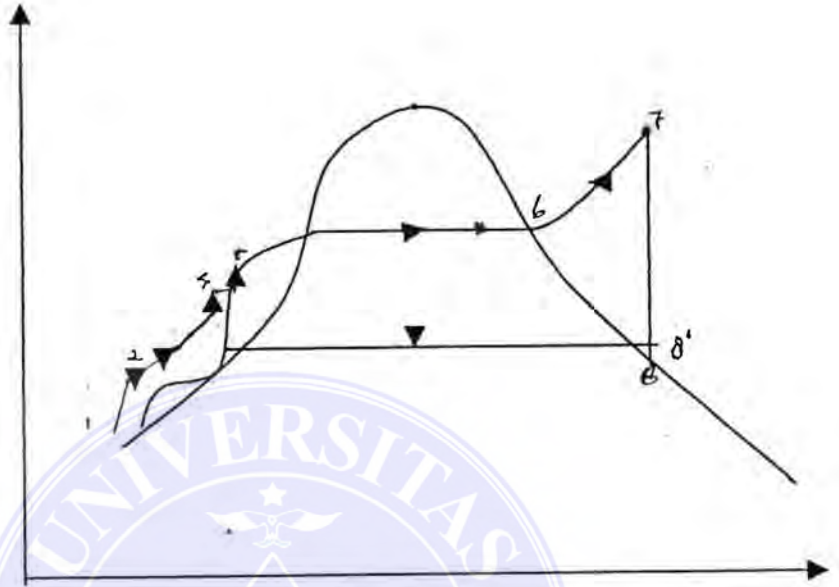
Adapun manfaat kutub by pass ini adalah:

1. Mencegah terjadinya penurunan tekanan pada daecrator.
2. Mencegah terjadinya kelebihan uap masuk turbin yang mengakibatkan gangguan-gangguan pada turbin.
3. Dapat mempertinggi tekanan dan temperatur dalam BPV di karenakan uap panas lanjut dapat langsung mengalir ke BPV melalui by pass sehingga pendayagunaan uap efesien.
4. Uap dapat langsung ke unit proses melalui tabung BPV bila turbin mengalami gangguan kerusakan.

Secaara thermodinamika siklus uap memenuhi persyaratan dari siklus rankine, dimana uap panas lanjut pada tekanan dan temperatur tertentu sebelum masuk turbin terlebih dahulu melalui nozel dengan proses isentropis pada temperatur yang sama dengan tekanan yang berbeda.

Uap panas lanjut masuk keturbin melalui nozel kesudu-sudu maka terjadi proses isentropis dan proses reversible adiabatik dan uap keluar meninggalkan turbin dengan temperatur yang lebih rendah ($x < 1$).

Dalam pabrik kelapa sawit siklus yang digunakan adalah siklus rankine yang telah disesuaikan dengan kebutuhan pabrik. Dibawah ini diperlihatkan siklus rankine yang dipergunakan



Gambar II.2.2. Diagram T-S, Siklus Rankine Dengan Menggunakan Kutub By Pass.

Keterangan :

- 1-2 : Proses pemompaan air dari reservoir masuk daecrator.
- 2-3 : Proses pemanasan air dengan cara pencampuran uap dari BPV sehingga temperatur air naik menjadi cair jenuh.
- 3-4 : Proses pemompaan cairan jenuh dalam ketel untuk pembentukan uap jenuh.
- 4-5 : Proses ini tidak reversibel karena air menerima kalor pada suhu yang tinggi dengan tekanan konstan.
- 5-6 : Proses ini temperatur uap jenuh dinaikkan dengan tekanan konstan menjadi uap panas lanjut oleh alat pemanas lanjut (super heater).

- 6-7 : Proses ekspansi uap panas lanjut dengan enthalpy konstan pada kutub by pass masuk tabung BPV untuk menjaga kualitas dan kebutuhan uap masuk ke unit proses.
- 6-8 : Proses uap panas lanjut di ekspansikan secara eversible adiabatic masuk turbin pada proses ini energi potensial uap diubah menjadi kinetik dalam nozel kemudian diubah menjadi kerja mekanis berupa putaran poros turbin dalam hal ini terjadi penurunan tekanan dengan enthalpy yang konstan.
- 6-8¹ : Dalam gambar diagram terdapat garis putus-putus, garis ini ditandai sebagai yang bersifat adiabatic kadang-kadang disebut juga dengan kerugian, laju aliran biasanya demikian cepatnya sehingga kerugian kalor disekeliling tidak begitu besar.

II.4. PEMILIHAN JENIS TURBIN

I. TURBIN DELAVAL

Turbin ini termasuk salah satu tingkat tekanan (single stage turbin) dengan satu tingkat kecepatan. Penggunaan turbin hanya terbatas untuk pesawat-pesawat bantu karena hanya satu tingkat saja, sehingga jatah kalor yang diberikan tidak besar. Turbin ini mempunyai ukuran yang kecil dan putaran yang tinggi yaitu sampai 30.000 rpm, sehingga terlebih dahulu putarannya direduksi sebelum digunakan.

(2) TURBIN ZOELE

Turbin ini termasuk tekanan sama dengan satu tingkat kecepatan dan beberapa tingkat tekanan, oleh karena mempunyai beberapa tingkat tekanan maka seluruh jatuh panas (heat drop) dibagi sesetiap tingkat turbin. Kecepatan reduksinya kecil sehingga diperlukan tingkat yang banyak, kebocoran juga banyak, maka diperlukan kapasitas uap yang besar. Pada turbin ini efisiensinya baik, heat drop tiap sudu kecil, tetapi kecepatan dan gesekan uap juga kecil.

(3) TURBIN CURTIS

Turbin curtis adalah turbin tekanan sama jadi tergolong turbin impuls (aksi) dengan satu atau lebih tingkat tekanan dan tiap tekanan terdiri dari beberapa tingkat kecepatan. Turbin sejenis ini mempunyai daya dan putaran yang sedang, jumlah tingkatnya sama dengan reduksi kecepatannya. Turbin ini tidak memerlukan ruang penyekat sehingga tidak terjadi kerugian yang berarti akibat kebocoran.

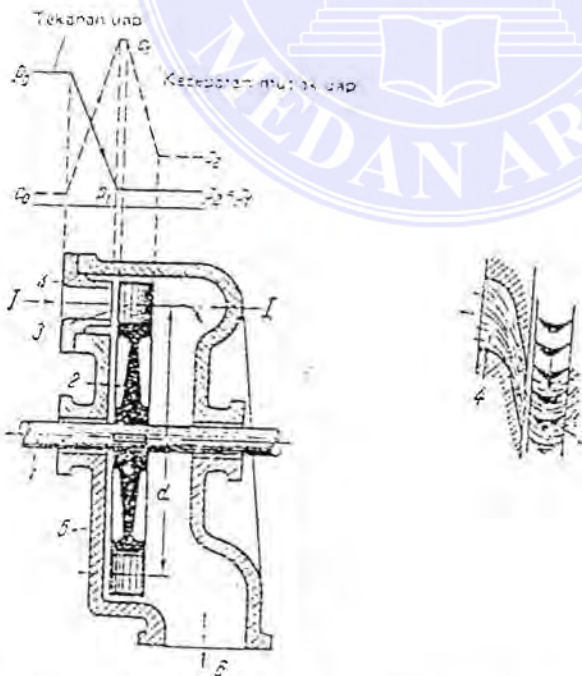
(4) TURBIN PARSON

Pada turbin ini sudu pengarah dipasang pada stator (rumah turbin), dengan demikian turbin ini termasuk kedalam jenis turbin rekasi. Expansi uap terjadi didalam sudu pengarah dan sudu-sudu geral. Daya yang dihasilkan besar dan putarannya tinggi. Konstruksi turbin parson sangat besar sehingga memerlukan daya biaya yang cukup mahal.

Dari beberapa jenis turbin diatas dapat disimpulkan bahwa turbin yang akan direncanakan dipilih dari jenis turbin DELAVAL dengan tekanan tunggal dengan satu tingkat kecepatan. Pemilihan turbin ini didasarkan oleh beberapa pertimbangan antara lain :

- (a) Dapat disesuaikan dengan kondisi lapangan karena bentuknya tidak terlalu besar.
- (b) Merupakan turbin tekanan lawan sehingga cocok untuk kebutuhan suatu pabrik pengolahan kelapa sawit.
- (c) Konstruksi yang sederhana sehingga tidak memerlukan penanganan yang khusus.
- (d) Peralatan dengan biayanya terjangkau.

Konstruksi turbin **DELAVAL** diciptakan pada tahun 1890, oleh ahli teknik berkebangsan Swedia **Gustav De Laval**. Dengan dilengkapi roda gigi reduksi untuk memindahkan momen putar ke mekanisme yang digerakan, misalnya generator listrik:



Gambar .2.4.1. Turbin Impuls Tingkat Tunggal diterapkan pada turbin Delaval

UNIVERSITAS MEDAN AREA
pada untuk suatu rancangan.

Uap segar berexpansi didalam nozel (4) dari tekanan awalnya (P_0) ketekanan akhir (P_1). Selama proses ekspansi, kecepatan uap bertambah dari kecepatan awal (C_0) menjadi (C_1) pada penampang sisi keluar nozel. Kecepatan uap berkurang dari (C_1) menjadi (C_2) sewaktu mengalir melalui sudu-sudu gerak (3), dengan kata lain, energi kinetik uap yang mengalir dikonversi menjadi kerja mekanis pada sudu. Uap buang dari turbin dialirkan keluar melalui pipa (G). Uap yang keluar dari nozel diam dengan kecepatan mutlak (C_1) akan memasuki sudu gerak. Sesuai dengan bentuk sudu gerak dan kerugian-kerugian yang tinggi padanya, arah dan kecepatan uap mengalir melaluinya akan mengalami perubahan, dan uap meninggalkan sudu gerak dengan kecepatan mutlak (C_2).

Aliran uap melalui sudu gerak akan memberikan gaya sebesar (P_0), pada sudu tersebut yang searah dengan arah putaran. Karena setiap aksi akan mempunyai reaksi yang sama dan akan berlawanan, sudu gerak juga mengerjakan gaya sebesar (P_0) terhadap uap, tetapi dengan arah yang berlawanan dengan arah perputaran, kita akan menentukan besarnya gaya (P_0) ini didalam arah perputaran.

Adapun spesifikasi (data-data teknik) yang diperoleh dari hasil riset adalah :

Tekanan uap masuk turbin	: 17 bar
Temperatur uap masuk turbin	: 280 °C
Tekanan uap keluar turbin	: 3 bar
Temperatur uap keluar turbin	: 133,5 °C
Daya turbin	: 850 kw

Putaran turbin : 6000 rpm

Stage : Turbin impuls tingkat tunggal dengan satu kecepatan

Klasifikasi : Turbin tekanan lawan

Spesifikasi data teknis untuk generator adalah :

Daya generator : 937,5 kw

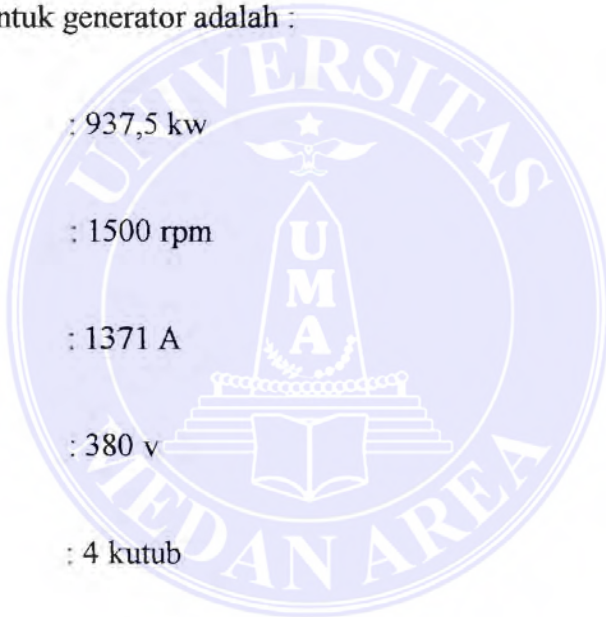
Putaran generator : 1500 rpm

Ampere : 1371 A

Voltage : 380 v

Jumlah kutub : 4 kutub

Frekwensi / cos : 50 Hz / 0,8

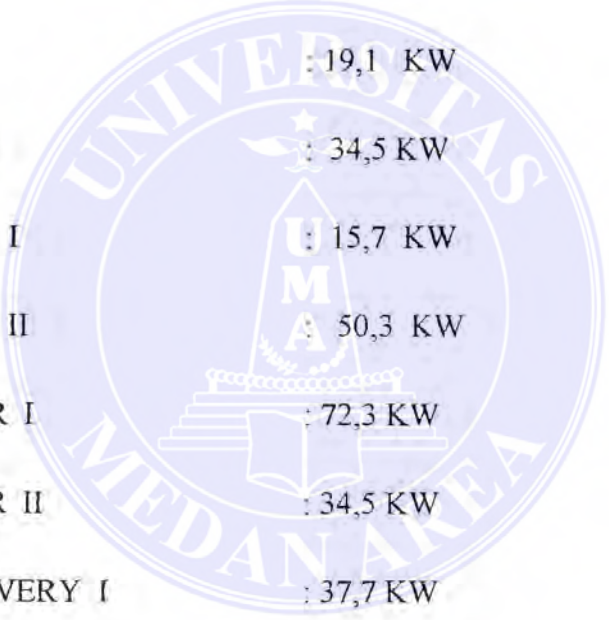


BAB III

ANALISA DAYA

III.1. Sistem Pensuplayan Energi Listrik

Energi listrik yang dihasilkan dari generator akan disuplay kedalam beberapa unit proses. Berdasarkan data dari hasil riset di **PTPN II SAWIT SEBERANG** yang bergerak dalam bidang perkebunan kelapa sawit dengan kapasitas 30ton TBS/jam dimana kebutuhan energi listrik digunakan pada proses pengolahan, penerangan yang antara lain :



1. THRESSING I	: 19,1 KW
2. THRESSING II	: 34,5 KW
3. SCREW PRESS I	: 15,7 KW
4. SCREW PRESS II	: 50,3 KW
5. DEPERICARPER I	: 72,3 KW
6. DEPERICARPER II	: 34,5 KW
7. KARNEL RECOVERY I	: 37,7 KW
8. KARNEL RECOVERY II	: 37,7 KW
9. CLARFICATION I	: 37,7 KW
10. CLARFICATION II	: 37,7 KW
11. TRACKLIER	: 25,1 KW
12. WATER TREATMAN	: 22 KW

13. KATEL	: 125 KW
14. LOADING RAMP	: 125,7 KW
15. PENERANGAN	: 33,9 KW
16. BENGKEL	: 22 KW
17. POMPA AIR BERSIH DAN POMPA AIR PARIT	: <u>28,3 KW</u>
JUMLAH	: 737,9 KW
	~ 937 KW

Dalam perencanaan selanjutnya penulis akan menggunakan generator dengan kapasitas daya listrik 937 kw.

a. Daya efektif harus dihasilkan poros turbin adalah :

$$N_1 = \frac{N_g}{\text{Cos}\phi \cdot \eta_g \cdot \eta_r} (kw)$$

Dimana :

η_g = Efisiensi generator = (0,9-0,95)
= diambil 0,94 = efisiensi generator kepesatan menengah.

η_1 = Efisiensi roda gigi = (0,95 – 0,98)
= diambil 0,97 untuk efisiensi roda gigi turbin kepesatan menengah.

$\text{Cos}\phi = 0,8$

Maka :
$$N_1 = \frac{50}{0,8 \cdot 0,94 \cdot 0,97} = 1028kw$$

Jadi daya efektif yang harus dihasilkan turbin adalah 1028 kw.

b. Daya yang sesuai dihasilkan turbin adalah :

$$N_o = \frac{N_1}{\eta_{oi}} \text{ kw} \quad \dots\dots\dots (2)$$

Dimana : η_{oi} = Efisiensi Internal(dalam) turbin

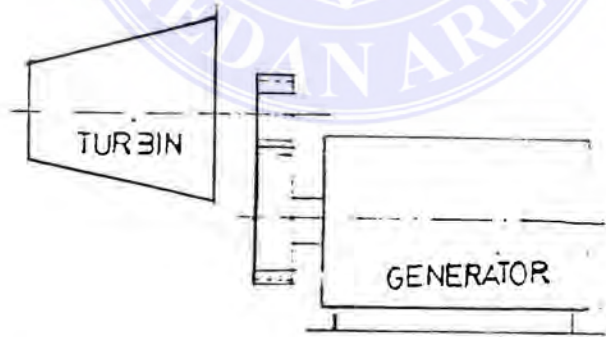
$$= (0,2 - 0,85)$$

= diambil 0,66 → diambil sebagai fungsi daya yang

dibangkitkan oleh turbin kapasitas menengah.

Maka :
$$N_o = \frac{1028}{0,66} = 1557 \text{ kw}$$

Adapun sistem pemindahan daya pada Turbin dengan memakai roda gigi reduksi dapat dilihat pada gambar berikut :



Gambar III.1. Sistem Pemindahan daya dengan memakai roda gigi reduksi.

BAB IV

ANALISA THERMO DINAMIKA

IV.1. Entalpy Uap

Dari data-data teknis yang diperoleh :

Tekanan uap masuk turbin (P_o) = 18 bar

Temperatur uap masuk turbin (T_o) = 250⁰ C

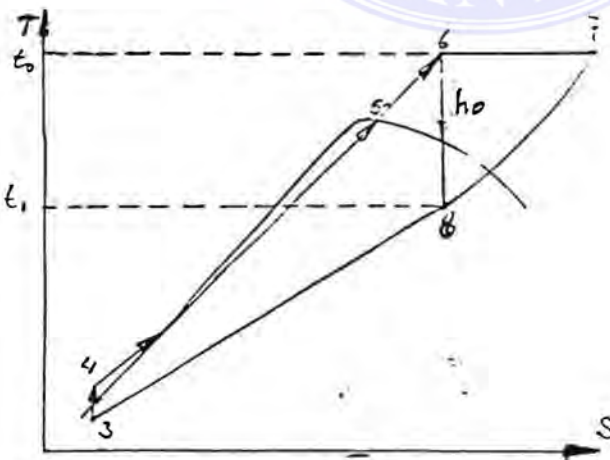
Tekanan uap keluar turbin (P_i) = 3 bar

Temperatur uap keluar turbin = 133,5⁰ C

a. Dari diagram moller dengan konversi dari tabel uap diperoleh :

Enthalpy uap masuk turbin (I_o) = 695,3 kkal/kg

Enthalpy uap keluar turbin (I_t) = 613,5 kkal



Gambar IV.1. Diagram T-S enthalpy uap masuk dan keluar turbin.

$$\begin{aligned}
 h_o &= (i_o - i_{1t}) \text{ Kkal/kg} \dots\dots\dots(3) \\
 &= 695,3 - 613,5 \\
 &= \mathbf{81,8 \text{ Kkal/kg}}
 \end{aligned}$$

Maka massa alir uap masuk turbin yaitu :

$$G = \frac{860 \cdot N_e}{3600 \cdot H_o \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m}$$

Dimana : N_e = Daya efektif = 1028 kw

H_o = Penurunan kalor
= 81,8 Kkal/kg

η_{oi} = efisiensi dalam relatif turbin
= 0,66

η_m = efisiensi mekanis (0,96 ÷ 0,98)
= 0,96 (diambil untuk turbin dengan kecepatan menengah).

Maka :

$$\begin{aligned}
 G &= \frac{860 \cdot 1028}{3600 \cdot 81,8 \cdot 0,66 \cdot 0,96} \dots\dots\dots(4) \\
 &= 5,1 \text{ kg uap/det}
 \end{aligned}$$

(3),(4) P. Shlakin: Turbin Uap Toeri dan Rancangan, hal:25,84



c. maka tekanan uap nozel (P_o^1)

$$P_o^1 = (0,95-0,96) \cdot P_o \dots \dots \dots (4)$$

= 0,95 koefisien kecepatan untuk nozel yang dan dimesin yang

sempurna

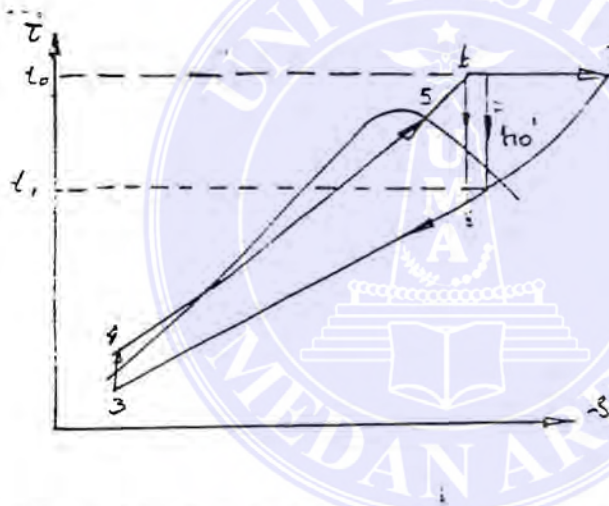
maka : $P_o^1 = 0,95,18$

= 17,7 bar

sehingga dari diagram moller diperoleh :

i^1_t = Ental uap keluar nozel tanpa kerugian-kerugian

= 616,8 kkal/kg



Gambar IV.2 Diagram T-S enthalpy uap pada kutub pengukuran*

d. Maka penurunan kalr adiabatik pada nozel dengan menggunakan katub pengatur adalah :

$$h_0^1 = i_o - i_j,t \dots \dots \dots (15)$$

e. Kerugian enthalplay kehilangan energi yang tersedia adalah:

(5): P.Shlyaklin : Turbin Uap teori dan rancangan, hal:25

$$\begin{aligned}
 &= \Delta h_{01} = h_0 - h_0^1 \quad \dots\dots\dots (6) \\
 &= 81,8 - 78,5 \text{ kkal / kg} \\
 &= 3,3 \text{ kkal / kg}
 \end{aligned}$$

IV.2. Perhitungan Kecepatan Uap

(a) Kecepatan uap teoritis keluar nozel (C_{1t})

Dimana h_0^1 = penurunan kalor adiabatie = 78,5 kkal/kg maka:

$$\begin{aligned}
 C_{1t} &= 91,5 \sqrt{h_0^1} \quad \dots\dots\dots (7) \\
 &= 91,5 \sqrt{78,5} = 810,7 \text{ m/det}
 \end{aligned}$$

(b) Kecepatan aktual keluar nozel (C_1)

$$C_1 = \phi \cdot C_{1t} \quad \dots\dots\dots (8)$$

Dimana : ϕ = Koefisien kecepatan nozel.

$$= (0,91 \div 0,98) \quad \dots\dots\dots (9)$$

= diambil 0,96

$$\begin{aligned}
 \text{maka : } C_1 &= 0,96 \cdot 810, \\
 &= 778,3 \text{ m/det}
 \end{aligned}$$

(7),(8),(9). P.Shlyakin: Turbin uap air teori dan Rancangan hal:23,24,25

IV.3. Menentukan harga U/C_1 Optimum

Nilai U/C_1 optimum yang paling menguntungkan dan yang paling ekonomis untuk turbin tingkat tunggal adalah : tergantung pada efisiensi relatif dalam turbin(η_{oi}). U/C_1 optimum haruslah ditentukan berdasarkan $\eta_{u \max}$ atau dengan nilai U/C_1 optimum akan menghasilkan efisiensi internal yang maksimum pula.

Faktor yang menentukan dalam perhitungan ini adalah besarnya sudut uap mutlak masuk sudu gerak (α_1).

Nilai sudut α_1 yang optimal terletak antara 14 sampai 20⁰ (untuk turbin uap tingkat tunggal dengan satu tingkat kecepatan).

Maka dalam rancangan ini :

$$\alpha_1 = \text{diambil } 16^0 \dots\dots\dots(10)$$

untuk turbin Impuls tingkat tunggal satu tingkat kecepatan bahwa $U/C_1 = 0,4$

$$\text{dimana harga } U/C_1 = (0,1 \div 0,6) \dots\dots\dots(11)$$

(a) sehingga kecepatan keliling roda turbin (U).

$$U = (U/C_1) C_1 \dots\dots\dots(12)$$

$$= 0,4 \cdot 778,3$$

$$= 311,3 \text{ m/det}$$

(b) Kecepatan relatif uap masuk sudu (W_1)

$$W_1 = \sqrt{C_1^2 + U^2} \cdot \cos \alpha_1 \dots\dots\dots(13)$$

$$= \sqrt{778,3^2 + 311,3^2 - 2 \cdot 311,3 \cdot 778,3 \cos 16^\circ}$$

$$= 487,3^m / \text{det}$$

(c) Kecepatan uap mutlak radial masuk sudu (C_{1u})

$$C_{1u} = C_1 \cdot \cos \alpha_1 \dots\dots\dots(14)$$

$$= 778,3 \cdot \cos 16^\circ$$

$$= 747,2 \text{ m/det}$$

(d) Kecepatan uap relatif radial masuk sudu (W_{1u})

$$W_{1u} = C_{1u} - U$$

$$= 747,2 - 311,3$$

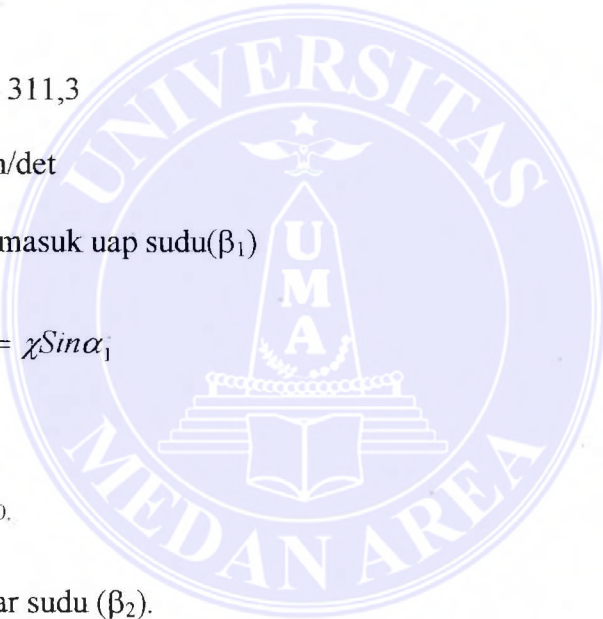
$$= 435,9 \text{ m/det}$$

(e) Sudut relatif uap masuk uap sudu (β_1)

$$\beta_1 = \frac{C_1}{W_1} = \chi \sin \alpha_1$$

$$= 0,44$$

$$= 26,1^\circ$$



(f) sudut relatif uap keluar sudu (β_2).

$$(\beta_2) = \beta_1 - (2^\circ \div 10^\circ) \dots\dots\dots(15)$$

$\beta_2 = 4^\circ$ (diambil untuk memastikan pemasukan uap kedalam laluan-laluansudu tanpa terjadi kejutan pada ujung sisi masuk).

$$= 26,1 - 4^\circ = 22,1^\circ$$

(14),(15) P. Shlyakhin : Turbin Uap Teori dan Rancangan, hal:76,34

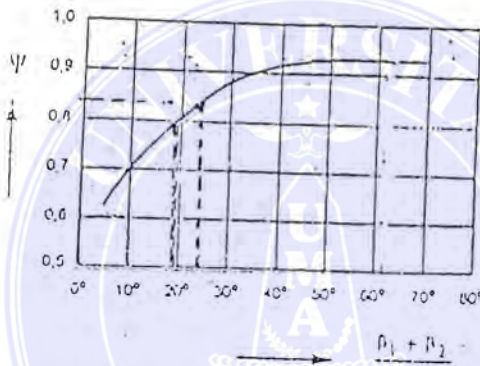
(g) Kecepatan axial absolut uap masuk sudu(C_{1a}).

$$\begin{aligned} C_{1a} &= C_1^1 \cdot \sin \alpha_1 \\ &= 778,3 \sin 16^\circ \\ &= 214,5 \text{ m/det} \end{aligned}$$

(h) Kecepatan relatif uap keluar sudu(W_2)

$$W_2 = \psi \cdot W_1$$

Untuk harga ψ dapat diketahui dengan menggunakan gambar grafik 4.3 sebagai berikut :



Gambar 4.3.1. Grafik koefisien kecepatan(ψ).

Dimana :

$$\frac{\beta_1 + \beta_2}{2}$$

β_1 = sudut relatif uap masuk sudu

β_2 = sudut relatif uap keluar sudu

$$\begin{aligned} \text{Maka :} &= \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \\ &= \frac{26,1 + 22,1}{2} \\ &= 24,1 \end{aligned}$$

Sehingga diperoleh dari diagram $\psi = 0,83$

Maka :

$$\begin{aligned} W_2 &= \psi \cdot W_1 \\ &= 0,83 \cdot 487,3 \\ &= 404,5 \text{ m/det.} \end{aligned}$$

(i) Kecepatan uap mutlak keluar sudu (C_2).

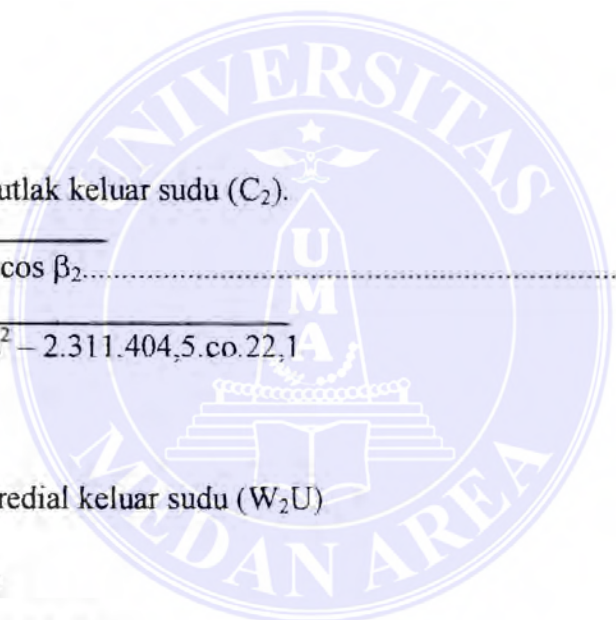
$$\begin{aligned} C_2 &= \sqrt{W_2^2 + U^2 - 2 \cdot U \cdot W_2 \cdot \cos \beta_2} \dots \dots \dots (17) \\ &= \sqrt{(404,5)^2 + (311,3)^2 - 2 \cdot 311 \cdot 404,5 \cdot \cos 22,1} \\ &= 165 \text{ m/det} \end{aligned}$$

(j) Kecepatan uap relatif radial keluar sudu (W_2U)

$$\begin{aligned} W_2U &= W_2 \cdot \cos \beta_2 \\ &= 404,5 \cdot \cos 22,1^\circ \\ &= 374,6 \text{ m/det} \end{aligned}$$

(k) Kecepatan uap mutlak radial keluar sudu (C_2U)

$$C_2U = W_2U - U$$



$$= 374,6 - 311,3$$

$$= 63,3 \text{ m/det}$$

(l) Kecepatan uap axial keluar sudu (C_{2a})

$$C_{2a} = W_2 \cdot \sin \beta_2$$

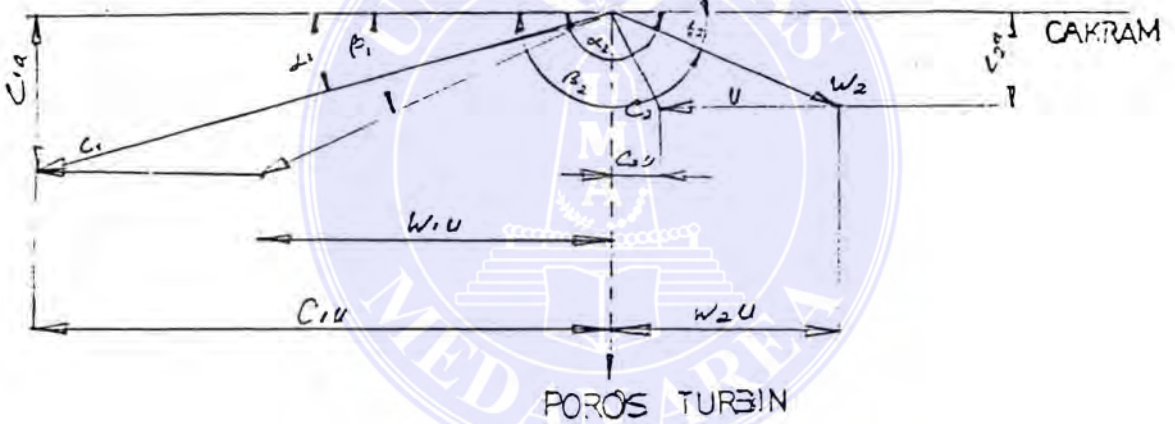
$$= 404,5 \cdot \sin 22,1 = 152,18 \text{ m/det}$$

(m) Sudut uap mutlak keluar sudu gerak (α_2)

$$\cos \alpha_2 = \frac{C_{2a}}{C} = \frac{63,3}{165} = (\text{Shift} + \text{Cos})$$

$$= 67,4^\circ$$

Dari perhitungan dapat digambarkan segitiga kecepatan yaitu sebagai berikut :



Gambar IV.3. Segitiga Kecepatan

IV.4. KERUGIAN ENERGI PADATURBIN UAP

Pertumbuhan energi kalor yang dibutuhkan untuk melakukan kerja mekanisme pada praktek actual dibandingkan dengan nilai teoritis yang proses expansinya terjadi benar-benar sesuai dengan adiabati, dinamakan kerugian energi pada turbin.

Kerugian mekanis, kebocoran uap dan lain-lain membantu dalam memperbesar pengurangan kerja yang berguna yang dilakukan pada poros turbin. Semua kerugian yang akan timbulkan pada turbin dapat dibagi menjadi beberapa kelompok :

- (1) Kerugian dalam yaitu : kerugian yang berkaitan dengan kondisi-kondisi uap tersebut mengalir kerugian masuk turbin.
- (2) Kerugian luar yaitu kerugian yang tidak mempengaruhi kondisi-kondisi uap seperti kerugian mekanis.

Adapun kerugian-kerugian yang perlu diperhatikan tersebut adalah sebagai berikut :

- (a) Kerugian pada kutub pengatur (ΔP_v)

Adalah suatu hal yang perlu bahwa uap sebelum masuk kedalam turbin haruslah melalui kutub pengatur dan kutub pengatur merupakan bagian dari turbin.

$$\Delta P_v = (0,03 \div 0,05) P_o \dots \dots \dots (18)$$

$$= 0,04 \text{ (diambil untuk memperkecil kerugian-kerugian pada kutub pengatur)}$$

$$= 0,04 \cdot 18 \text{ bar}$$

$$= 0,72 \text{ bar}$$

(b) Kerugian pada nozel (hn)

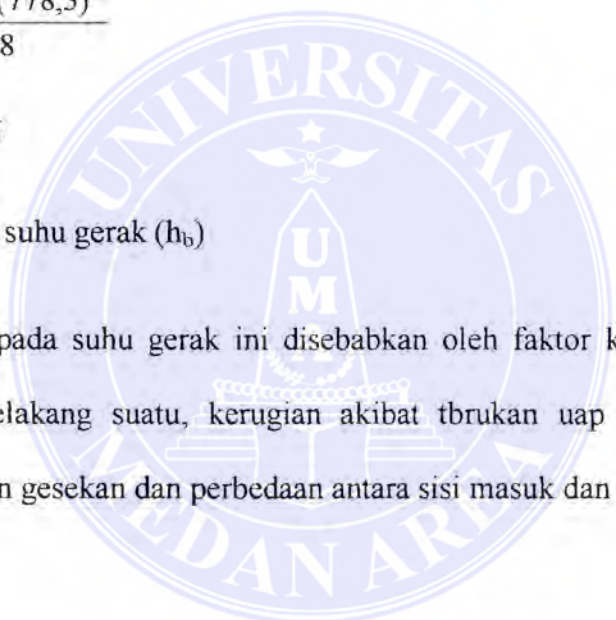
Kerugian-kerugian energi kinetik uap sewaktu mengalir melalui laluan-laluan nozel, tahanan gesek dinding-dinding nozel, penyimpanan alir, dan kerugian pada dinding atas dan bawah nozel dan lain-lain.

Adapun kerugian –kerugian pada nozel (hn) sebesar :

$$\begin{aligned} h_n &= \frac{C_1 t^2 - C_1^2}{8,378} \dots\dots\dots (19) \\ &= \frac{(810,7)^2 - (778,3)^2}{8,378} \\ &= 6,15 \text{ Kkal/kg} \end{aligned}$$

(c) Kerugian kalor pada suhu gerak (hb)

Kerugian kalor pada suhu gerak ini disebabkan oleh faktor kerugian akibat belokan pada ujung belakang suatu, kerugian akibat tbrukan uap melalui ruang melingkar sudu, kerugian gesekan dan perbedaan antara sisi masuk dan keluar.



(18),(19) P. Shlyakhin : Turbin Uap dan Rancangan, hal:60,25

(c). Kerugian pada sudu (h_b) adalah sebesar:

$$\begin{aligned}
 h_b &= \frac{W_1^2 - W_2^2}{8378} \dots\dots\dots (20) \\
 &= \frac{(487,3)^2 - (404,5)^2}{8378} \\
 &= 8,82 \text{ Kkal/kg}
 \end{aligned}$$

(d). Kerugian kalor karena kecepatan keluar (exit velocity)

$$\begin{aligned}
 h_e &= \frac{C_2^2}{8378} \dots\dots\dots (21) \\
 &= \frac{(165)^2}{8378} \\
 &= 3,25 \text{ Kkal/kg}
 \end{aligned}$$

(e). Kerugian akibat karena gesekan dan pengendalian (h_{gea})

Kerugian gesekan dan pengadukan yang berputar dan uap yang menyelubunginya. Cakram yang berputar itu menarik partikel- partikel yang ada di dekat permukaan dan memberikan gaya-gaya yang searah dengan putarannya.

$$h_{gea} = \frac{102.N_{gea}}{427.G} \dots\dots\dots (22)$$

Dimana : N_{gea} = Daya angin yang hilang mengatasi gesekan dan pengadukan

$$N_{gea} = \beta . 10 . D^4 . n^3 . 4 \dots\dots\dots (23)$$

β = koefisien = 1,75 (untuk cakra baris tunggal)

D = diameter rata-rata cakra

$$D = \frac{60, U}{\pi . n} \dots\dots\dots (24)$$

(20),(21),(22),(23),(24) P. Shlyakhin : Turbin Uap Teori dan Rancangan, hal:85,63,86,64,141

Maka perbandingan transmisi direncanakan 4 : 1 (diambil untuk mereduksi putaran yang besar).

$$I = \frac{n_1}{n_2} \quad \dots\dots\dots (25)$$

$$n_1 = \text{putaran turbin} = 6000 \text{ rpm}$$

$$n_2 = \text{putaran generator} = 1500 \text{ rpm}$$

$$I = \frac{6000}{1500} \text{ rpm}$$

Maka:

$$D = \frac{60 \cdot U}{\pi \cdot 6000} = \frac{60 \cdot 311,3}{3,14 \cdot 6000}$$

$$= 0,991 \text{ m} = 99,1 \text{ cm}$$

$$I_1 = \text{tinggi sudu} (\geq 10 \text{ mm})$$

$$= 24 \text{ diambil untuk tinggi sudu rata-rata}$$

$$= 0,024 \text{ m}$$

$$\rho = \text{bobot spesifik uap didalam}$$

$$\rho = 1/V_1$$

$$V_1 = \text{Volume spesifik pada sisi keluar nozel pada tekanan 3 bar diperoleh}$$

$$\text{volume } 0,6 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\text{Maka : } \rho = 1/V_1 = 1/0,6 = 1,66 \text{ kg/m}^3$$

Dengan demikian :

$$N_{gea} = 1,76 \cdot 10^{-10} \cdot 0,991^4 \cdot 6000^3 \cdot 0,24 \cdot 1,66$$

$$= 1,46 \text{ kw}$$

sehingga :

$$H_{gea} = \frac{10 \cdot 1,46}{427,5,1}$$

$$= 0,068 \text{ Kkal/kg.}$$

(7). Kerugian akibat kebocoran pada ruang bebas antara sudu dengan nozel(hbc).

$$hbc = \frac{Gbc}{G} (i_0 - i_2) \dots\dots\dots (26)$$

Dimana : G = Masa aliran uap masuk turbin = $5,1 \frac{kgal}{kg}$

i_0 = Kandungan kalor (enthalpy) uap sebelum diafragma atau enthalpy masuk turbin $695 \frac{Kkal}{kg}$

i_2 = Kandungan kalor (enthalpy) uap keluar turbin setelah memperhitungkan kerugian-kerugian.

$$i_2 = i_{1t} + h_a + h_b + h_e + h_{gea}$$

$$= 613,5 + 6,15 + 8,82 + 3,25 + 0,068$$

$$= 631,78 \text{ Kkal/kg}$$

$$G_{hc} = 100 \cdot fs \sqrt{\frac{g}{z + 1,5} \cdot \frac{po^1}{v^1}} \dots\dots\dots (27)$$

(26),(27) P. Shlyakhin : Turbin Uap Teori dan Rancangan, hal: 64,67

Dimana : $p_o^1 = 17,1 \text{ bar}$

$V_o^1 =$ dari diagram molar volume spesifik uap sebelum diafragma
 $= 0,12 \text{ m}^3/\text{kg}.$

$G =$ grafitasi $= 9,81 \text{ m / det}.$

$Z =$ jumlah perapat labirin = m 10 buah (ddirencanakan untuk jumlah yang tepat dengan panjang poros).

$F_s =$ luasan celah kebocoran antara seal labirin dengan poros turbin.

$$= \pi . dp . s$$

Dimana : $dp =$ diameter poros turbin

$= 12,5\text{cm}$ (diambil dari tabel diameter poros yang dipilih dari bilangan standart).

$s =$ ruangan bebas antara poros dengan sekat-sekat labirin.

$= (0,25 : 0,4) \text{ mm}$

$= 0,3 \text{ mm}$ (diambil sebagai nilai yang tepat untuk memperkecil uap masuk ruangan bebas serta untuk mendinginkan poros).

Maka :

$$f_s = \pi . dp . s$$

$$= 4,14 . 0,125 . 0.0003$$

$$= 0,00012 \text{ m}^2$$

Sehingga :

$$G_{bc} = 100.0,00012 \sqrt{\frac{9,81}{10+1,5}} \cdot \frac{17,1}{0,12}$$

$$= 0,13 \text{ kg /det}$$

maka kerugian akibat kebocoran pada ruang bebas antara sudu dengan nozel(h_{bc})

$$H_{bc} = \frac{0,13}{5,1} (695,3 - 631,78)$$

$$= 1,6 \text{ Kkal/kg}$$

IV.5. EFISIENSI TURBIN

Efisiensi turbin diperhitungkan untuk memeriksa ketetapan kerugian-kerugian kalor yang diperoleh maka dicari nilai efisiensi η_u dan η_{oi} dari nilai-nilai dan membandingkannya dengan hasil-hasil yang diperoleh dari grafik untuk nilai u/c_i yang optimum.

(a). Efisiensi sudu turbin (η_u)

$$\eta_u = \frac{ho^1 - hn - hb - he}{ho^1} \dots\dots\dots(28)$$

$$= \frac{78,5 - 6,15 - 8,82 - 3,25}{78,5}$$

$$= 0,76$$

(b). Efisiensi dalam turbin (η_{oi})

$$\eta_{oi} = \frac{ho^1 - (h_n + h_b + h_{bc} + h_g + h_{gen})}{ho} \dots\dots\dots(29)$$

$$= \frac{78,5 - 6,15 + 8,82 + 1,6 + 1,4 + 0,068}{78,6}$$

$$\eta_{oi} = 0,75$$

dengan demikian sesatan yang terjadi adalah:

$$= \frac{\eta_{oi} - \eta_n}{\eta_{oi}} \times 100\%$$

$$Error = \frac{0,75 - 0,76}{0,75} \times 100\%$$

Dengan demikian perhitungan dapat dilanjutkan dan pengambilan angka-angka perencanaan dapat dipertahankan karena kesalahan perhitungan lebih kecil dari 2,03%.

IV. 6. PENENTUAN MASSA UAP

Selama melakukan perhitungan-perhitungan sebelumnya untuk pendesainan turbin uap adalah suatu hal yang biasa untuk menghitung massa alir uap. Perbedaan antara massa aliran uap yang diperoleh dari perhitungan sebelumnya dan perhitungan aliran adalah untuk mencari massa alir yang tepat.

Massa alir uap yang tepat untuk turbin (Go) adalah:

$$Go = \frac{860 Ne}{3600.hi\eta_m}$$

Dimana : $N_e = \text{Daya efektif} = 1028$

$\eta = \text{efisiensi mekanisme} = (0,96 - 0,98)$
 $= 0,96$ diambil untuk turbin dengan kepesetaan menengah.

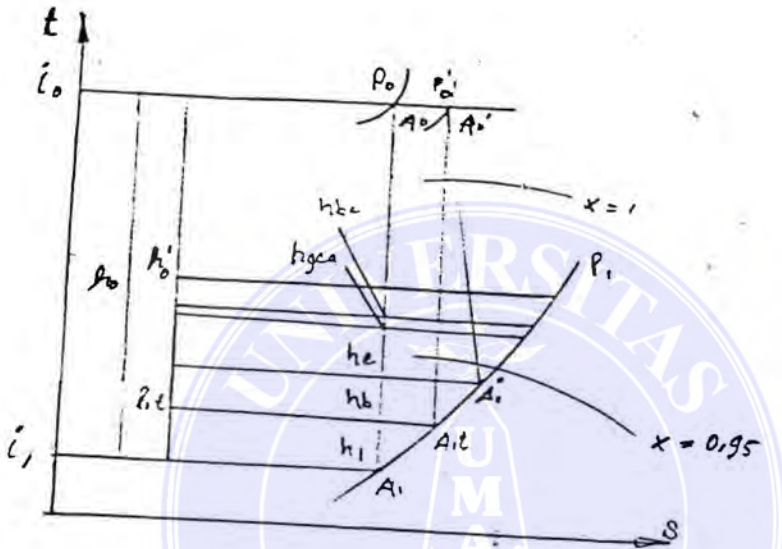
$h_1 = \text{peranan kalor yang dimanfaatkan didalam turbin.}$

$H_1 = h_0^1 - (h_n + h_b + h_e + h_{bc} + h_{gea})$
 $= 78,5 - (6,15 + 8,82 + 3,25 + 1,6 + 0,068)$
 $= 58,6 \text{ Kkal /kg.}$

$$G_o = \frac{860 \cdot 1028}{3600 \cdot 58,6 \cdot 0,96}$$
$$= 4,64 \text{ kg uap /det}$$

Jadi massa alir uap yang tepat untuk turbin sebesar 4,64 kg uap/detik.

Adapun dari diagram moller dapat dilihat proses penurunan kalor serta kerugian-kerugian pada turbin uap seperti gambar dibawah ini:



Gambar IV.4. Proses Penurunan Kalor (Heat Droop) Pada diagram T- S, untuk turbin impuls tingkat tunggal.

BAB V

PERANCANGAN BAGIAN – BAGIAN UTAMA

TURBIN

V.1. PERENCANAAN

Poros merupakan salah satu bagian terpenting dari setiap mesin. Dalam perencanaan ini poros turbin akan mentransmisikan daya dan putaran dari roda turbin (cakram), sehingga beban yang diterima poros adalah beban puntir akibat dari putaran cakram dan beban lentur yang berasal dari berat cakram dan sidu-sidu gerak.

V.1.a. Material Poros

Material poros direncanakan dari baja carbon konstruksi mesin S50 (JIS G 450), yaitu baja carbon yang finis dingin yang sering dipakai untuk material poros dengan komposisi kimia:

1. Carbon	: (0,47 : 0,43) %
2. Silicon	: (0,15 : 0,35)%
3. Mangan	: (0,60 : 0,90)%
4. Fosfor	: 0,030 %
5. Sulfur	: 0,035 %
6. Sisa	: Fe

(30) Sularso Kiyokat Suga, hal :7

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

BAB V

PERANCANGAN BAGIAN – BAGIAN UTAMA

TURBIN

V.1. PERENCANAAN

Poros merupakan salah satu bagian terpenting dari setiap mesin. Dalam perencanaan ini poros turbin akan mentransmisikan daya dan putaran dari roda turbin (cakram), sehingga beban yang diterima poros adalah beban puntir akibat dari putaran cakram dan beban lentur yang berasal dari berat cakram dan sidu-sidu gerak.

V.1.a. Material Poros

Material poros direncanakan dari baja carbon konstruksi mesin S50 (JIS G 450), yaitu baja carbon yang finis dingin yang sering dipakai untuk material poros dengan komposisi kimia:

1. Carbon	: (0,47 : 0,43) %	
2. Silicon	: (0,15 : 0,35)%	
3. Mangan	: (0,60 : 0,90)%	
4. Fosfor	: 0,030 %	
5. Sulfur	: 0,035 %	
6. Sisa	: Fe	30

Sifat-sifat mekanis :

- Tegangan tarik (Tb) : 62 kg/mm²
- Tegangan mulur (Ty) : 37 kg/mm²
- Kekerasan (Hb) : 179÷235
- Berat Jenis (γ) : 0,00785 kg/mm³

..... 31

V.1.b. Perencanaan Ukuran Poros

Dalam hal ini poros turbin yang direncanakan merupakan jenis poros bertingkat, untuk itu harus ditentukan dan panjang poros masing-masing tingkat tersebut dimana pertama sekali diameter yang ditentukan adalah diameter terkecil yang akan mengalami pembebanan dalam hal ini adalah diameter poros tempat kedudukan cakram (dp).

a. Momen Torsi yang terjadi poros turbin adalah :

$$T = 9,74 \times 10^5 \times \frac{No}{n} \text{ kg/mm}^2 \quad (32)$$

Dimana :

No : Daya Turbin

N : Putaran Poros Turbin = 6000 rpm

(31) P. Shlyakhin : Turbin Uap Teori dan Rancangan, hal: 320

(32) Sularso Krywokatsuga, hal : 7, 8

Maka :

$$T = 9,744 \times 10^5 \cdot \frac{1557}{6000}$$
$$= 245746,5 \text{ kg/mm}^2$$

b. Tegangan geser yang diizinkan untuk bahan poros adalah :

$$T_a = \frac{T_b}{Sf_1 \cdot Sf_2} \quad \dots\dots\dots (33)$$

Dimana :

T_b = Tegangan tarik = 62 kg/mm^2

Sf_1 = Faktor keamanan untuk batas kelelahan puntir = 6,0 (diambil untuk bahan S- C dengan pengaruh massa.

Sf_2 = Faktor keamanan yang berhubungan dengan pengaruh konsentrasi tegangan yang cukup besar karena ada alur pasak dan pengaruh permukaan.

= $(1,3 \div 3,0)$ (diambil untuk poros bertingkat dan beralur pasak).

= 3,0

Sehingga :

$$T_a = \frac{62}{6,0 \cdot 3,0} = 3,5 \text{ kg/mm}^2$$

c. Maka diameter poros dapat dihitung dengan persamaan :

$$dp = \left[\frac{5,1}{Ta} \cdot k_t \cdot Cb \cdot T \right]^{\frac{1}{3}} \dots\dots\dots 34$$

dimana :

Kt : Faktor koreksi keadaan momen puntir = (1,5 ÷ 3,0) → 2,9 (diambil untuk beban dikenakan dengan kejutaan atau tumpukan besar).

Cb : Faktor koreksi untuk beban lentur (1,2 ÷ 2,3)(diambil untuk menahan beban lentur yang besar).

Sehingga :

$$dp = \left[\left(\frac{5,1}{3,5} \right) \cdot 2,9 \cdot 2,2 \cdot 2,245746,5 \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$= 125 \text{ mm}$$

agar poros lebih aman dalam pengoperasian maka diambil diameter poros yang mengalami pembebanan terbesar yaitu $dp = 125 \text{ mm}$ 35

adapun profil poros yang direncanakan adalah sebagai berikut :

Gambar . V.I. Profil Poros Turbin.

(34), (35) Solusi KSM, hal 78

Adapun ukuran-ukuran yang lain direncanakan adalah :

1. Diameter poros tempat dudukan paking (dp_1)

$$dp_1 = dp + 6\text{mm} = 125 + 6 = 131\text{mm}.$$

2. Diameter poros tempat dudukan bantalan (dp_2)

$$dp_2 = dp \cdot 1,2 \text{ mm} = 125 \cdot 1,2 = 150\text{mm}$$

3. Diameter poros tempat dudukan roda gigi pinion (dp_3)

$$dp_3 = dp + 30\text{mm} = 125 + 30 = 155\text{mm}$$

4. Diameter poros dudukan kerah bantalan (dp_4)

$$dp_4 = dp \cdot 0,6\text{mm} = 125 \cdot 0,6 = 75\text{mm}$$

5. Diameter poros tempat dudukan roda gigi regulator (dp_5)

$$dp_5 = dp \cdot 0,4\text{mm} = 125 \cdot 0,4 = 50\text{mm}.$$

Ukuran Panjang Poros (L) adalah :

1. Panjang poros tempat dudukan cakram (L_1)

$$L_1 = 100\text{mm}$$

2. Panjang poros tempat dudukan Paking (L_2)

$$L_2 = 335\text{mm}$$

3. Panjang poros tempat dudukan Bantalan (L_3)

$$L_3 = 1,1 \cdot dp_3 = 1,1 \cdot 150 = 165\text{mm}$$

4. Panjang poros tempat dudukan Roda Gigi (L_4)

$$L_4 = 650\text{mm}$$

5. Panjang antara kearah bantalan (L_5)

$$L_5 = (dp_3/10) + 3 = (150/10) + 3 = 18\text{mm}$$

6. Panjang ujung poros sebelah kearah bantalan (L_6)

$$L_6 = 165\text{ mm}$$

7. Panjang ujung poros sebelah kearah bantalan (L_7)

$$L_7 = 35\text{mm}$$

8. Panjang poros tempat roda gigi regulator (L_8)

$$L_8 = 165\text{mm}$$

9. Panjang total poros turbin (L_{tot})

$$\begin{aligned} L_{tot} &= L_1 + L_2 + L_3 + L_4 + L_5 + L_6 + L_7 + L_8 \\ &= 100 + 335 + 165 + 650 + 18 + 165 + 35 + 165 \end{aligned}$$

$$L_{tot} = 1633\text{mm}$$

Setelah diketahui ukuran-ukuran komponen utama dari hasil perhitungan rancangan turbin uap, kemudian perhitungan selanjutnya mengenai perhitungan rancangan komponen-komponen pendukung turbin uap.

V.Ic. Pemeriksaan Putaran Kritis.

Besarnya putaran kritis dapat ditentukan dengan rumus :

$$n_{cr} = \frac{300}{\sqrt{f_0}} \dots\dots\dots 36$$

Dimana :

f_0 = Deflexi lenturan statis

$$= \frac{k.Wp.L^3}{E.J} \dots\dots\dots 37$$

Dimana:

k = koefisien $\frac{1}{48} \text{ dan } \frac{1}{192}$
 = diambil $\frac{1}{192}$ 38

E = Modulus Elastisitas bahan porous

$$= 2,1 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2$$

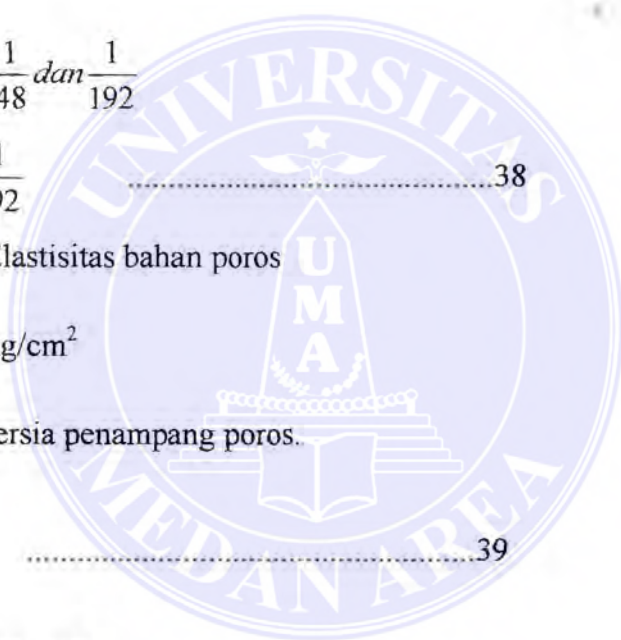
I = Momen Inersia penampang porous.

$$= \frac{\pi.d^4}{64} \dots\dots\dots 39$$

d = diameter rata-rata

$$= \frac{131 + 150 + 155 + 160 + 75 + 50}{6}$$

$$= 120,6 \text{ mm} = 12,06 \text{ cm}$$



(36),(37),(39) P. Shlyakhin : Turbin Uap Teori dan Rancangan, hal: 319

maka :

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64}$$
$$= \frac{3,14 \cdot (12,06)^4}{64} = 1051,7 \text{ cm}^4$$

L = jarak antara bantalan

$$= 165 + 335 + 165 + 650 + 18$$

$$= 1333 \text{ mm}$$

$$= 133,3 \text{ cm}$$

Wp = Berat poros

$$= \frac{\pi}{4} (d)^2 \cdot L \cdot \delta$$

$$= 96,28 \text{ kg}$$

maka deflekxi lenturan statis (f_0) adalah :

$$f_0 = \frac{k \cdot Wp \cdot L^3}{EJ}$$

$$= \frac{1}{192} \cdot 96,28 \cdot (133,3)^3$$
$$= \frac{1}{2,1 \cdot 10^6 \cdot 1051,7}$$

$$= 0,000537 \text{ cm}$$

$$= 0,00537 \text{ mm}$$

maka putaran kritis :

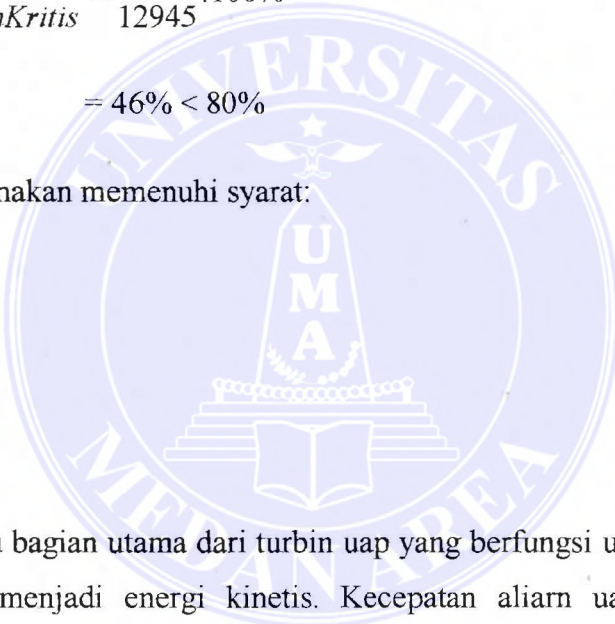
$$\begin{aligned} n_{cr} &= \frac{300}{\sqrt{0,000537}} \\ &= 12945 \text{ rpm} \end{aligned}$$

sedangkan untuk putaran poros harus lebih kecil dari putaran kritis. ($n < n_{cr}$)

.....42

$$\begin{aligned} \frac{\text{Putaran}(n)}{\text{PutaranKritis}} &= \frac{5996}{12945} \cdot 100\% \\ &= 46\% < 80\% \end{aligned}$$

berarti poros yang digunakan memenuhi syarat:



V.2. Nozel

Nozel adalah salah satu bagian utama dari turbin uap yang berfungsi untuk mengubah energi potensial uap menjadi energi kinetis. Kecepatan aliran uap yang tinggi dimanfaatkan untuk rotor melalui sudu –sudu turbin.

1. **Nozel divergen** yaitu : nozel yang pada masuknya lebih kecil dibanding aliran keluarannya yang melebar.
2. **Nozel konvergen** yaitu: Nozel yang aliran keluarannya lebih kecil dari pada lubang aliran masuk.

3. **Nozel Konvergen Divergen** yaitu : gabungan antara nozel konvergen dan nozel divergen dimana uap masuk dan uap keluarinya melebar.

Dalam rancangan ini berdasarkan beberapa ketentuan penulis akan menentukan bentuk jenis nozel yang digunakan, adapun ketentuan tersebut adalah :

- Jika kecepatan actual uap lebih rendah atau sama dengan kecepatan kritis maka dipergunakan nozel konvergen. $(C_1 \leq C_{kr})$ 41
- Jika kecepatan actual uap lebih atau sama dengan kecepatan kritis maka dipergunakan nozel konvergen divergen $(C_1 \geq C_{kr})$ atau $(P_o \geq P_{kr})$.
..... 42

Pada perencanaan ini uap yang digunakan adalah uap panas lanjut (superheater), sehingga tekanan kritis up pada leher noze adalah :

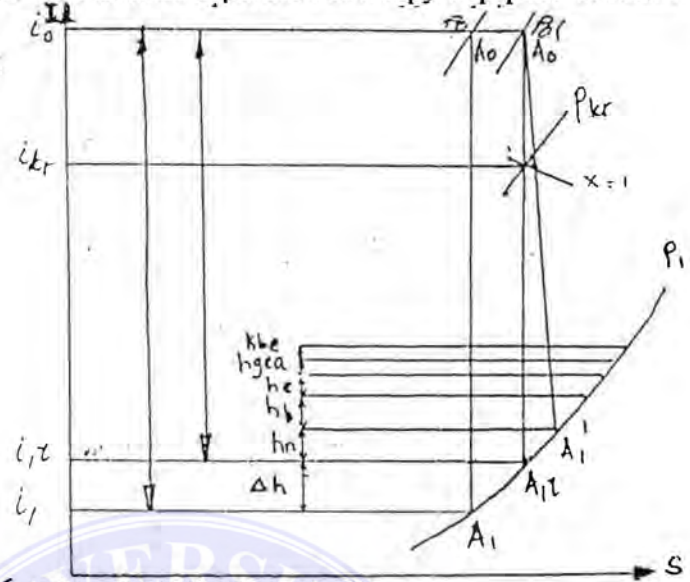
$$\begin{aligned}
 P_{kr} &= V_{kr} \cdot P_o^1 \\
 &= 0,546 \cdot 17,1 \\
 &= 9,34 \text{ bar}
 \end{aligned}$$

sehingga diperoleh $P_o^1 \geq P_{kr}$

(41),(42) P. Shlyakhin : Turbin Uap Teori dan Rancangan, hal: 21-23

(43) P. Shlyakhin : Turbin Uap Teori dan Rancangan, hal: 23

dari I – S diagram dengan $P_{kr} = 9,34$ maka akan diperoleh enthalpy uap pada tekanan kritis seperti pada gambar berikut :



Gambar. V-Z Diagram I – S

Dari diagram Moller diperoleh :

$$I_{kr} = 665 \text{ Kkal/kg}$$

Sehingga kecepatan uap pada penampang kritis nozel adalah :

$$\begin{aligned} C_{kr} &= 91,5 \sqrt{I_0 - I_{kr}} \\ &= 91,5 \sqrt{695,3 - 665} \\ &= 503,6 \text{ m/det} \end{aligned}$$

44

sehingga diperoleh

$$\begin{array}{ccc} C_1 & \geq & C_{kr} \\ 778,3 & \geq & 503,6 \end{array}$$

(44) P. Shlyakhin : Turbin Uap Teori dan Rancangan, hal: 23

Berdasarkan dari perhitungan ini dan ketentuannya maka nozel konvergen divergen telah memenuhi persyaratan.

V.2 Ukuran Nozel

a Luas penampang Nozel maximum pada sisi keluar nozel (F_{\max})

$$F_{\max} = \frac{(G + G_{bc})V_0}{C_1}$$

Dimana

G_0 = massa alir uap masuk Turbi = 4,64 kg/ det

G_{bc} = Jumlah uap melalui ruang bebas 0,13 kg/det

V_0 = Volume spesifik uap 0,6 m³ /kg(dari diagram moller)

C_1 = Kecepatan uap keluar nozel sebenarnya 778,3 m/det

Maka

$$F_{\max} = \frac{(4,64 + 0,13) \cdot 0,6}{778,3}$$

$$= 0,0003677 \text{ m}^2$$

$$3,677 \text{ cm}^2$$

b Luas penampang maximum nozel (F_{\max})

$$F_{\max} = \frac{\pi}{4} (d_{\max})^2$$

(44) P. Shlyakhin : Turbin Uap Teori dan Rancangan, hal: 23

Dimana

$$d_{\max} = \text{diameter maximum nozel pada sisi keluar} \geq 10 \text{ mm}$$

$$= 11 \text{ mm (diambil untuk menyesuaikan dengan perencanaan$$

$$\text{sudu- sudu yang pendek)} \dots\dots\dots 45$$

maka:

$$F_{\max} = \frac{3,14}{4}(11)^2$$

$$= 94,9 \text{ mm}^2$$

c Jumlah nozel yang digunakan (Z)

$$Z = \frac{F_{\max}}{f_{\max}}$$

$$= \frac{368,5}{94,9} = 3,88 = 4 \text{ (diambil untuk jumlah nozel)}$$

d Luas pemampang maximum sebenarnya untuk sebuah nozel (F_{max})

$$F_{\max} = \frac{F_{\max}}{Z}$$

$$= \frac{368,5}{4} = 92,13 \text{ mm}^2$$

e Diameter maximum sebenarnya untuk nozel (d_{max})

$$F_{\max} = \sqrt{\frac{F_{\max}}{\frac{\pi}{4}}}$$

(45) P. Shlyakhin : Turbin Uap Teori dan Rancangan, hal: 57

$$\sqrt{\frac{92,13}{\frac{3,14}{4}}} = 10,83 \text{ mm}$$

f Luas penampang minimum nozel (F_{\min})

$$F_{\min} = \frac{G_{\theta}}{\frac{203}{\sqrt{P_0}} \sqrt{V_0}}$$

Dimana

$$P_0 = \text{Tekanan uap masuk nozel melalui kutub pengatur} \\ = 17,1 \text{ kg/m}^2$$

$$V_0 = \text{Volume spesifik uap memasuki nozel sebelum difragma.} \\ = 0,12 \text{ m}^2/\text{kg} \text{ dari diagram moller}$$

maka :

$$F_{\min} = \frac{4,64}{\frac{203}{\sqrt{17,1}} \sqrt{0,12}} = 0,001914 \\ = 1,714 \text{ cm}^2$$

g. Luas penampang minimum untuk sebuah nozel (F_{\min})

$$F_{\min} = \frac{F_{\min}}{Z} = \frac{191,4}{4} = 47,8 \text{ mm}^2$$

h. Diameter minimum nozel (d_{min})

$$d_{min} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{min}}{\pi}}$$

$$= \sqrt{\frac{4,47,8}{3,14}} = 7,81mm$$

i. Panjang nozel divergen (L).

$$L = \frac{d_{max} - d_{min}}{2 \tan \gamma} \quad \dots\dots\dots 46$$

Dimana :

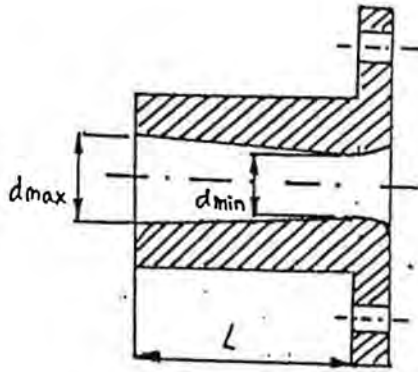
γ = sudu divergen nozel.
 = ($6^0 : 12^0$) diambil 6^0 karena dengan nilai sudut yang sangat sangat kecil, nozel akan menjadi panjang sedangkan dengan nilai sudut yang besar ada kemungkinan uap meninggalkan dinding da,am nozel yang akibatnya akan terjadi kerugian turbulensi.

Sehingga :

$$L = \frac{10,83 - 7,81}{2 \tan 6^0 / 2} = 28,45mm$$

Adapun nozel yang direncanakan konvergen divergen, seperti gambar berikut ini :

(46) P. Shlyakhin : Turbin Uap Teori dan Rancangan, hal: 23



Gambar V_{2a}. Nozel kovergen divergen yang dirancang

- j. Derajat pemasukan parsial uap dari turbin yang dirancang = 1 atau ($\epsilon < 1$)

$$\begin{aligned} \epsilon &= \frac{G_0 V_0}{\pi \cdot D \cdot L \cdot C_i \cdot \sin} \\ &= \frac{4,64 \cdot 0,6}{3,14 \cdot 0,991 \cdot 0,02845 \cdot 778,3 \cdot \sin 16^\circ} \\ &= 0,2 \end{aligned}$$

Untuk $L \geq 10$ mm, derajat pemasukan parsial $\epsilon = 0,2$ oleh karena itu pemasalahan parsial yang timbul masih dalam keadaan aman.

V.2.b. Material Nozel

Oleh karena turbin yang direncanakan merupakan turbin tekanan lawan, maka nozel dibuat bahan baja khrom molibden JIS G 4104 , SNCM – 1.

Tabel V.1

Komposisi Kimia

No	Unsur Kimia	Persentase
1	Carbon	(0,2 : 0,3%)
2	Mangan	(0,6 : 0,9 %)
3	Nikel	(1,6 :2,0 %)
4	Molibden	(1,6 : 2,0%)
5	Silicon	(0,15 : 0,3%)
6	Phospor	(0,15 : 0,35%)
7	Shulfur	(0,030%)
8	Chrom	(0,6 : 1,0 %)
9	Sisa Fe	

Ketentuan :

- Tensile Strength (Ts) = 85 kg/mm²
- Yield Strength (Ty) = 70 kg/mm²
- Kekerasan = 46 : 302

V.3 Perencanaan Utama Sudu

Sudu adalah bagian dari turbin uap yang berfungsi untuk mengubah energi kinetik fluida menjadi energi mekanik. Energi ari uap akan menumbuk sudu gerak (moving blade) untuk gerakan putar, sudu yang terpasang pada cakram (disk) yang kemudian diteruskan keporos, dalam bentuk putaran poros turbin.

V.3a. Ukuran-ukuran Utama sudu

- a Tinggi sudu pada sisi masuk

$$I_1 = L + (2:4) \dots\dots\dots 24$$

Dimana :

$$L = \text{tinggi nozel pada sisi keluar} = 12 \text{ mm}$$

$$I_1 = L + 3$$

= diambil untuk sudu-sudu pendek yang biasanya sedikit lebih besar dari tinggi nozel

$$I_1 = 12 + 3 = 15 \text{ mm}$$

b Tinggi sudu pada sisi keluar (I_2)

$$\begin{aligned} I_2 &= \frac{G_0 G_0}{\pi \cdot D \cdot \epsilon W_2 \cdot \sin \beta_2} \dots\dots\dots 48 \\ &= \frac{4,64 \cdot 0,6}{3,14 \cdot 0,991 \cdot 0,2 \cdot 404,5 \cdot \sin 22,1} \\ &= 0,029 \text{ m} \\ &= 29 \text{ mm} \end{aligned}$$

c Lebar sudu (b)

$$b = (20 : 25 \text{ mm}) \dots\dots\dots (49)$$

= 24 (diambil untuk turbin kapasitas menengah dan tergantung dari panjang sudu)

d Jari-jari kelengkungan sudu (r)

$$r = \frac{b}{\cos \beta_1 + \cos \beta_2} \dots\dots\dots (50)$$

$$= \frac{24}{\cos 26,1^\circ + \cos 22,1^\circ}$$

$$= 13,15 \text{ mm}$$

e Jarak antara sudu untuk sisi masuk dan sisi keluar yang diperhitungkan (x)

$$x = r (\sin \beta_1 - \sin \beta_2) \dots\dots\dots 51$$

$$= 13,15 (\sin 26,1^\circ - \sin 22,1^\circ) = 0,84 \text{ mm}$$

f Jarak antara sudu (P_m)

$$P_m = \frac{b}{2 \cdot \sin \beta_1} \dots\dots\dots 52$$

$$= \frac{24}{2 \cdot 0,035 \cdot 26,1} = 13,14 \text{ mm}$$

g Tebal bibir sudu sisi masuk (t_1)

$$t_1 = (0,01 : 0,02) \text{ in} \dots\dots\dots 53$$

$$t_1 = 0,01 \text{ in} = 0,25 \text{ mm (diambil)}$$

h Tebal bibir sudu sisi keluar (t_2)

$$t_2 = (0,02 : 0,03) \text{ in} \dots\dots\dots 54$$

$$t_2 = (0,5 : 0,75) \text{ mm}$$

$$= 0,55 \text{ (diambil untuk memperkecil tegangan lentur sewaktu uap keluar pada bibir sudu)} \dots\dots\dots 55$$

i Tebal sudu maksimal (t_b)

$$t_b = (0,05 : 0,20) \text{ in} = (0,5 : 4,8) \text{ mm} = 3,12$$

(50),(51),(52),(53),(54) Wj. Kearton : Steam Turbines Teori and Praktise.hal:189,190,200,187,189

= (diambil untuk mengurangi bobot dan tegangan yang diakibatkan oleh gaya sentrifugal)

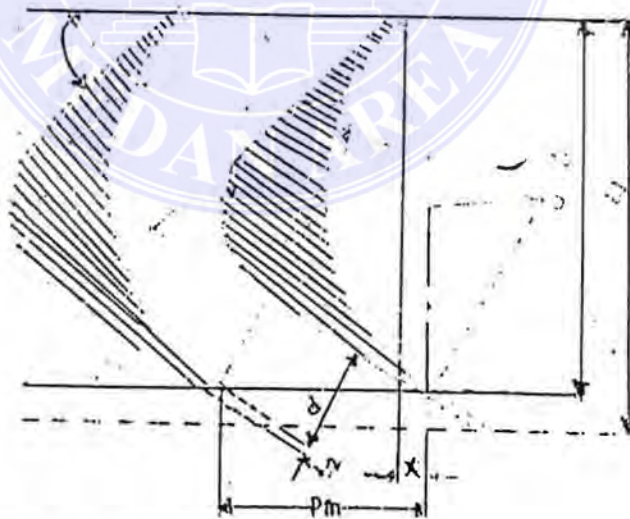
j Lebar saluran keluar efektif (d)

$$\begin{aligned} d &= (P_m \cdot \sin \beta) - t_2 \\ &= (13,14 \cdot \sin 22,1) - 0,55 \\ &= 4,4 \text{ mm} \end{aligned}$$

k Jumlah rangkaian sudu (n_1)

$$\begin{aligned} n_1 &= \pi \cdot D / P_m \dots\dots\dots 57 \\ &= 3,14 \cdot 991 / 13,14 \\ &= 237 \text{ unit} \end{aligned}$$

Jadi jumlah rangkaian sudu sebanyak 237 unit. Adapun profil dari sudu yang direncanakan adalah :



Gambar V.3. Profil Sudu

(31) P. Shlyakhin : Turbin Uap Teori dan Rancangan, hal: 320
 (56) W.J Krearton : Steam Turbines Teori and Practise hal : 191

V.3.b. Material Sudu

Material sudu yang digunakan harus mempunyai syarat sebagai berikut :

- Stabil terhadap temperatur tinggi
- Tahan terhadap kondisi
- Dapat menahan pembebanan yang terjadi

Oleh karena itu material yang akan digunakan dipilih dari jenis baja chromium dengan komposisi.

Tabel V.2.

Unsur Kimia

No	Unsur Kimia	Persentase
1	Carbon	0,2 %
2	Mangan	0,2 : 0,4 %
3	Nikel	12,0 : 15,0
4	Silikon	0,3 : 0,8 %
5	Walfram	2 : 2,7%
6	Molibden	0,4 : 0,6%
7	Chrom	13 : 15,0 %
8	Sisi Fe	

58

dengan kekuatan :

- Tensile Strength (Ts) : 90.000 Psi = 6327 kg/cm²
- Yield Strength (Ys) : 40.000 Psi = 2812 kg/cm²
- Safety Faktor (V) : 8 (diambil untuk menentukan batas kekuatan maximum).

Maka tegangan tarik izin (F_{tr})

$$F_{tr} = T_s / V = 6327 / 8 = 790,9 \text{ kg/cm}^2$$

V.3.c Perhitungan Kekuatan Sudu

1. Perhitungan gaya sentrifugal

Besarnya gaya sentrifugal dari sudu dapat dihitung dengan persamaan :

$$Cb = \frac{G_b}{g} \cdot r \cdot W^2 \quad 60$$

Dimana :

G_b = Bobot sudu (kg)

g = gravitasi = 9,81 Kg m/det

r = Jari-jari rata-rata

n = Putaran turbin = 6000 rpm

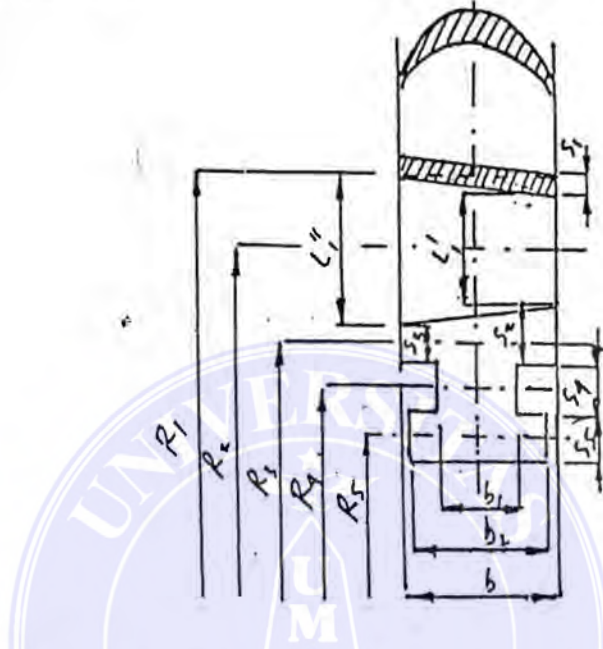
W = kecepatan sudut

$$\frac{2\pi.n}{60} = \frac{2.314.6000}{60} = 628 \text{ rad/detik}$$

Untuk menghitung gaya sentrifugal terlebih dahulu dihitung berat sudu.

Dalam menentukan berat sudu, maka sudu akan dibagi menjadi 5 bagian jari-jari yaitu

R_1, R_2, R_3, R_4, R_5 .



Gambar V.4. Pembagian jari-jari rata-rata sudu

Masing-masing jari-jari rata-rata tersebut adalah :

$$\begin{aligned} \text{a } R_2 &= 0,5 \cdot D \\ &= 0,5 \cdot 9,91 \text{ cm} = 49,6 \text{ cm} = 496 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$R_1 = R_2 + 0,5 \frac{L_1 + L_2}{2} + 0,5 \cdot S_1$$

Dimana :

$$L_1 = \text{tinggi sudu pada sisi masuk} = 15 \text{ mm}$$

L''_1 = tinggi sudu pada sisi keluar = 29mm

S_1 = tebal plat = (3 ÷ 10) mm, untuk sudu yang pendek tebal plat sudu berkurang mulai pangkal hingga ujung untuk mengurangi bobot dan tegangan yang diakibatkan oleh gaya sentrifugal.

S_1 = 3 mm (direncanakan untuk ujung sudu).

Maka:

$$\begin{aligned} \text{b. } R_1 &= 496 + 0,5 \frac{15 + 29}{2} + 0,5 \cdot 3 \\ &= 508,6 \text{ mm} = 50,86 \text{ cm.} \end{aligned}$$

$$\text{c. } R_3 = R_2 \cdot 0,5 \frac{L'_1 + L''_1}{2} - 0,5 \frac{S_2 + S_1}{2}$$

dimana :

S_2 = 8 mm, S_3 = 6 mm (direncanakan lebih tebal dari ujung sudu)

Maka :

$$\begin{aligned} R_3 &= 49,6 - 0,5 \cdot \frac{15 + 29}{2} - 0,5 \cdot \frac{8 + 6}{2} \\ &= 481,5 \text{ mm} = 48,15 \text{ cm} \end{aligned}$$

$$\text{d. } R_4 = R_3 - 0,5 \frac{S_2 + S_3}{3} - 0,5 \cdot S_4$$

dimana:

S_4 = 10 mm (Direncanakan untuk penampang akar sudu)

$$R_4 = 481,5 - 0,5 \cdot \frac{8+6}{2} - 0,5 \cdot 10$$

$$= 473 \text{ mm} = 47,3 \text{ cm}$$

e. $R_5 = R_4 - 0,5 \cdot S_4 - 0,5 \cdot S_5$

dimana :

$S_5 = 8 \text{ mm}$ (direncanakan untuk dudukan kaki sudu pada cakram)

$$R_5 = 473 - 0,5 \cdot 10 - 0,5 \cdot 0,8$$

$$= 464 \text{ mm} = 46,4 \text{ cm}$$

f. Gaya sentrifugal pada jari-jari R_1

$$Cb_1 = \frac{G_1}{g} \cdot R_1 \cdot W_2 \quad \dots\dots\dots 63$$

Dimana :

$G_1 =$ berat sudu jari-jari R_1

$G_1 = S_1 \cdot b \cdot t_1 \cdot Y$

$Y =$ berat jenis material sudu $= 0,00785 \text{ kg/cm}^3 \quad \dots\dots\dots 64$

$t_1 =$ jarak antara sudu pada selubung

$$t_1 = \frac{2\pi \cdot R_1}{n_1}$$

$$= \frac{2,314 \cdot 508,6}{237} = 13,47 \text{ mm} = 1,347 \text{ cm} \quad \dots\dots\dots 65$$

(63),(64),(65) P. Shlyakhin : Turbin Uap Teori dan Rancangan, hal: 288,301,290

maka

$$\begin{aligned}G_1 &= 0,3 \cdot 2,4 \cdot 1,347 \cdot 0,00785 \\ &= 0,0076 \text{ kg}\end{aligned}$$

sehingga :

$$\begin{aligned}Cb_1 &= \frac{0,0076}{9,81} \cdot 0,5086(628)^2 \\ &= 155,4 \text{ kg}\end{aligned}$$

g. Gaya sentrifugal pada jari-jari R_2 adalah :

$$Cb_2 = \frac{G_2}{g} \cdot R_2 \cdot W^2$$

Dimana

$$\begin{aligned}G_2 &= \text{berat sudu pada jari-jari } R_2 \\ &= 0,5 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot R_2}{n_1} \cdot b \cdot \gamma \\ &= 0,5 \cdot \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 49,6}{237} \cdot 2,4 \cdot 0,00785 \\ &= 0,0124 \text{ kg}\end{aligned}$$

sehingga

$$\begin{aligned}Cb_2 &= \frac{0,0124}{9,81} \cdot 0,496 \cdot (628)^2 \\ &= 247,26 \text{ kg}\end{aligned}$$

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 4/1/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber

2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area

Access From (repository.uma.ac.id)4/1/24

h. Gaya sentrifugal pada jari-jari R_3 adalah :

$$Cb_3 = \frac{G_3}{g} \cdot R_3 \cdot W^2$$

$$G_3 = \text{Berat sudu pada jari-jari } R_3$$

$$= 0,5 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot R_3}{n_1} \cdot b \cdot \gamma$$

$$= 0,5 \cdot \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 48,15}{237} \cdot 2,4 \cdot 0,00785$$

$$= 0,0120 \text{ kg}$$

sehingga

$$Cb_3 = \frac{0,0120}{9,81} \cdot 0,4815(628)^2$$

$$= 232,29 \text{ kg}$$

i. Gaya sentrifugal pada jari-jari R_4 adalah :

$$Cb_4 = \frac{G_4}{g} \cdot R_4 \cdot W^2$$

Dimana

$$G_4 = 0,5 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot R_4}{n_1} \cdot b_1 \cdot \gamma \quad b_1 = \text{lebar akar sudu} = 12 \text{ mm (direncanakan}$$

untuk mengurangi gaya tangensial pada cakram)

Maka

$$G_4 = 0,5 \frac{2.3,14.47,3}{237} \cdot 1,2 \cdot 0,00785$$

$$= 0,0059 \text{ kg}$$

sehingga

$$Cb_4 = \frac{0,0059}{9,81} \cdot 0,473(628)^2$$

$$= 112,2 \text{ kg}$$

i. Gaya sentrifugal pada jari-jari R_5 adalah:

$$Cb_5 = \frac{G_5}{g} \cdot R_5 \cdot W^2$$

Dimana

G_5 = berat sudu jari-jari R_5

$$G_5 = 0,5 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot R_5}{n_1} \cdot b_2 \cdot \gamma$$

B_2 = Lebar kaki sudu

= 18 mm (direncanakan untuk menjaga kedudukan sudu terhadap gaya sentrifugal)

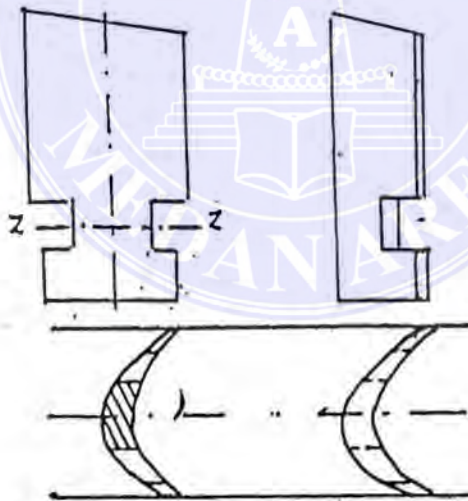
$$= 162,3 \text{ kg}$$

Tabel V.5.3 Gaya Sentrifugal pada tiap bagian jari-jari rata-rata.

No	Jari-jari Ratarata (R) (cm)	Berat Tiap Bagian (Gb) (Kg)	Gaya Sentrifugal (cb) (Kg)
1	43,92	0,0076	155,4
2	49,6	0,0124	247,26
3	48,15	0,120	232,29
4	47,3	0,0059	112,2
5	40,03	0,0067	162,3
	Jumlah	0,0466	904,45

2. Pemeriksaan Tegangan Pada Sudu.

Dalam perencanaan ini tegangan tarik yang diperhitungkan adalah bagian yang terlemah yaitu pada akar sudu. Hal ini dapat dilihat pada gambar berikut :

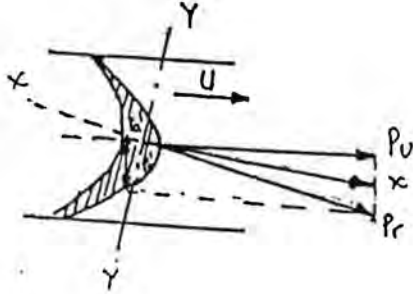


Gambar V.5. Sudu dengan Potongan z-z

Adapun tegangan tarik ini terjadi diakibatkan karena adanya gaya sentrifugal. Maka tegangan tarik maximum yang akan terjadi pada sumbu z-z (pada jari-jari R_4) yang besarnya adalah :

$$Tt_r = \frac{691}{1,50} = 460,6 \text{ kg/cm}^2$$

Sedangkan tegangan lenturan tekanan uap adalah :



Gambar V.6. Gaya-gaya lentur pada sudu.

Dimana :

a. Gaya yang searah dengan putaran.

$$P_u = \frac{427 \cdot G_0 \cdot H_u}{\varepsilon \cdot U \cdot n_1}$$

Dimana

G_0 = massa alir uap masuk turbin 4,64 kg uap/det.

H_u = $H_0 - h_n - h_b - h_e$

$$= 78,5 - 6,15 - 8,82 - 3,25 = 60,3 \text{ kkal/kg}$$

U = kecepatan keliling rata-rata = 311,3 m/det

ε = derajat pemasukan parsial = $0,2^0$

n_1 = jumlah sudu = 237 unit.

Maka:

$$P_u = \frac{427.4,64.60,3}{0,2.311,3.237} \dots\dots\dots 66$$
$$= 8,1 \text{ kg}$$

b. Gaya yang terjadi dalam arah sumbu turbin akibat perubahan momentum uap yang mengalir.

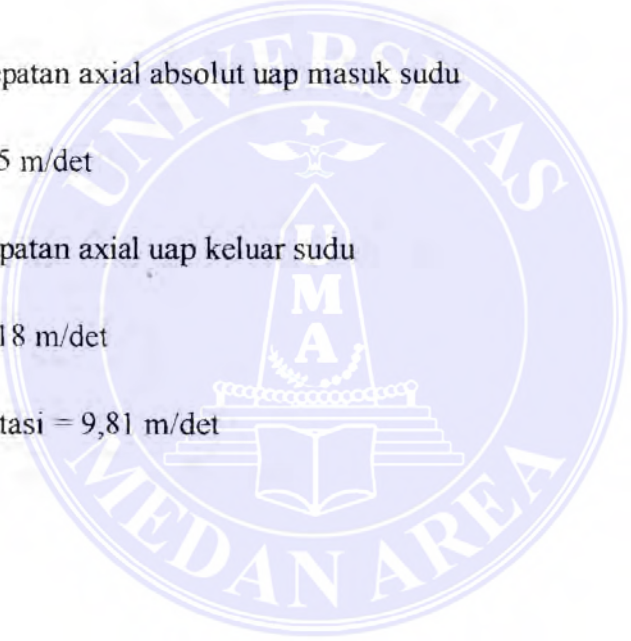
$$P_a = \frac{G}{g \cdot \epsilon \cdot n_t} (C_{1a} - C_{2a}) \dots\dots\dots 67$$

Dimana :

C_{1a} = kecepatan axial absolut uap masuk sudu
= 214,5 m/det

C_{2a} = kecepatan axial uap keluar sudu
= 152,18 m/det

g = grafitasi = 9,81 m/det



(66) P. Shlyakhin : Turbin Uap Teori dan Rancangan, hal: 291
(67) P. Shlyakhin : Turbin Uap Teori dan Rancangan, hal: 291

$$\begin{aligned} \text{Maka : } P_a &= \frac{4,64}{9,81 \cdot 0,2 \cdot 237} (213,5 - 152,18) \\ &= 0,62 \text{ kg} \end{aligned}$$

c. Gaya resultan yang di berikan pada diagonal segitiga

$$\begin{aligned} P_r &= \sqrt{P_u^2 + P_a^2} \dots\dots\dots 68 \\ &= \sqrt{(8,1)^2 + (0,62)^2} \\ &= 8,12 \text{ kg} \end{aligned}$$

d. Dengan demikian tegangan lentur akibat tekan uap adalah:

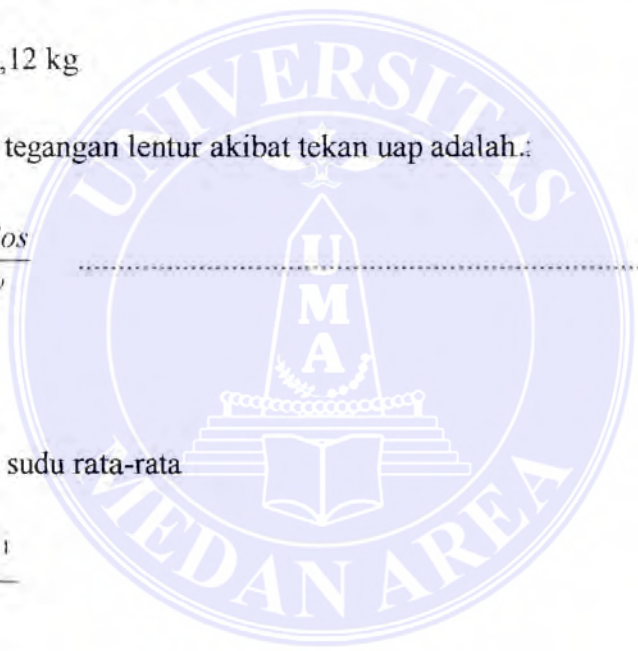
$$T_b = \frac{P_r \cdot L \cdot \text{Cos}}{2 \cdot W_y} \dots\dots\dots 69$$

dimana :

L = Tinggi sudu rata-rata

$$\begin{aligned} &= \frac{L^I + L^{II}}{2} \\ &= \frac{15 + 29}{2} = 2,2 \text{ cm} \end{aligned}$$

) = Sudut apit = $(2^0 \mid 4^0) = 4^0$ diambil untuk memperkecil tegangan lentur akibat tekanan uap.



(68), (69) P Shlyakhin - Turbin Uap Teori dan Rancangan, hal: 291, 292.

W_y = Momen perlawanan terkecil sudu relatif terhadap sumbu y-y.

$$\begin{aligned}
 W_y &= \frac{2 \cdot \pi \cdot R_4 \cdot (S_4)}{n_1 \cdot 6} \\
 &= \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 47,3 \cdot (1,0)^2}{237} \\
 &= 0,20 \text{ cm}^3
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{sehingga } T_b &= \frac{8,12 \cdot 2,2 \cdot \cos 4}{2 \cdot 0,20} \\
 &= 448,25 \text{ kg/cm}^2
 \end{aligned}$$

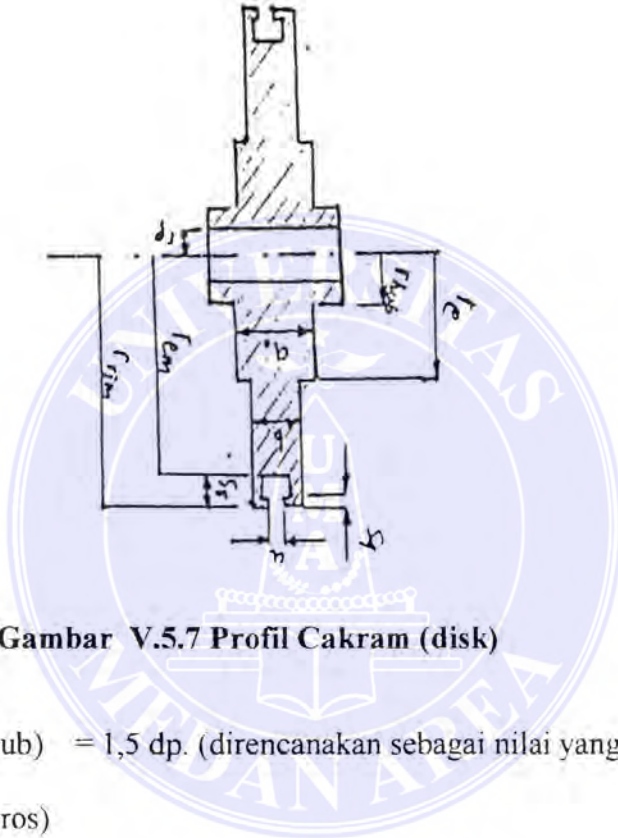
berdasarkan dari hasil perhitungan diatas telah didapat tegangan tarik dan lentur akibat gaya sentrifugal. Sedangkan tegangan tarik dan lentur akibat gaya sentrifugal yang diizinkan untuk baja nikel dan khroom yang diizinkan adalah $1000 \div 1200 \text{ kg/cm}^2$. Jadi dalam perencanaan ini konstruksi sudah cukup aman.

..... 2

V.4. Perencanaan Cakram (disk)

Cakram adalah kegiatan utama dari turbin yang berfungsi sebagai alat untuk mentransmisiakan gerak keliling dari sudu menjadi gerak putar pada poros turbin.

V.4.a. Ukuran Utama Cakram (disk)



Gambar V.5.7 Profil Cakram (disk)

se(a) Diameter hub (Dhub) = 1,5 dp. (direncanakan sebagai nilai yang akan paling suai dengan diameter poros)

$$= 1,5 \cdot 125 \text{ mm} = 187,5 \text{ mm}$$

$$= 18,75 \text{ cm}$$

$$\begin{aligned}
 \text{(b) Jari- jari hub (} r_{\text{hub}} \text{)} &= D_{\text{hub}} \\
 &= 187,5 / 2 = 93,75 \text{ mm} \\
 &= 9,375 \text{ cm}
 \end{aligned}$$

(c) Jari-jari terbesar (r_{rim})

$$\begin{aligned}
 r_{\text{rim}} &= R_4 + 0,5 \cdot S_4 \\
 &= 473 + 0,5 \cdot 10 = 478 \text{ mm} \\
 &= 47,8 \text{ cm}
 \end{aligned}$$

(d) Jari-jari Minimum (r_{em})

$$\begin{aligned}
 r_{\text{em}} &= r_{\text{rim}} - S_4 - S_5 \\
 &= 478 - 10 - 8 = 460 \text{ mm} \\
 &= 46,0 \text{ cm}
 \end{aligned}$$

(e) Jari-jari Cakram (r_c)

$$\begin{aligned}
 R_c &= 1/3 \times r_{\text{em}} \text{ (direncanakan sebagai harga yang} \\
 &\text{sesuai untuk meneruskan gaya tangensial)} \\
 &= 1/3 \times 460 = 153,3 \text{ mm} \\
 &= 15,33 \text{ cm}
 \end{aligned}$$

(f) Lebar Rim (a_o) = 30 mm (direncanakan lebih lebar dari jari-jari minimum cakram gunanya untuk mengantisipasi besarnya tegangan radial dan gaya tangensial tersebut).

(g) Lebar minimum cakram (b) = 24 mm (direncanakan sesuai dengan lebar sudut)

(h) Lebar hub (a_{hub})

$a_{hub} = a_o + 10$ mm (direncanakan untuk menahan tegangan puntir awal terhadap poros)

$$= 30 + 10$$

$$= 40 \text{ mm}$$



V. 4 .b. Material Cakram

Direncanakan bahan cakram untuk turbin ini dipilih baja yaitu baja 32 x hm dengan komposisi kimia :

$$(-) C = (0,28 \div 0,35) \%$$

$$(-) S_i = (0,17 \div 0,37) \%$$

$$(-) M_n = (0,30 \div 0,80) \%$$

$$(-) C_r = (0,60 \div 0,80) \%$$

$$(-) Ni = (2,75 \div 3,00) \%$$

$$(-) Mo = (0,30 \div 0,40) \%$$

$$(-) S = (0,30) \%$$

$$(-) P = (0,035) \%$$

Dengan sifat-sifat mekanis :

$$- \text{ Tensile strength } (T_s) = 90 \text{ kg/cm}^2$$

$$- \text{ Yield strength } (Y_s) = 32 \text{ kg/cm}^2$$

$$- \text{ Kekerasan Brinill } (H_b) = 1289 \div 321 \%$$

$$- \text{ Berat Jenis} = 0,00785 \text{ kg/cm}^2$$

$$- \text{ Safety faktor} = 8 \text{ (diambil untuk nilai maximum pada tegangan izin)}$$

Maka tegangan izin bahan :

$$T_1 = T_s/8 = 90/8 = 11,25 \text{ kg/m}^2 = 1125 \text{ kg/cm}^2$$

V.4.c. Perhitungan Berat Cakram

(a) Berat bagian rim

$$\begin{aligned}
 G_{\text{cak}} &= \pi \cdot (r_{\text{em}} - r_{\text{c}}^2) \cdot b \cdot \partial + \pi (r_{\text{c}}^2 - r_{\text{hub}}^2) \cdot a_o \cdot \partial \\
 &= 3,14 \cdot (46,0^2 - 15,33^2) \cdot 2,4 \cdot 0,00785 + 3,14(15,33^2 - \\
 &9,375^2) \cdot 3,0 \cdot 0,0785 \\
 &= 122,5 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 G_{\text{rim}} &= \pi (r_{\text{rim}}^2 - r_{\text{em}}^2) \cdot b \cdot \partial - \pi [(r_{\text{rim}} - S_4)^2 - r_{\text{em}}] \cdot b_2 \cdot \partial - \pi [r_{\text{rim}}^2 - (r_{\text{em}} + \\
 &S_5)^2] \cdot a_1 \cdot \partial \\
 &= 3,14 (47,8^2 - 46,0^2) - 2,4 \cdot 0,00785 - 3,14 [(47,8 - 1,0)^2 - 46,0] \cdot \\
 &0,00785 - [47,8^2 - (46,0 + 0,8)^2] \cdot 1,2 \cdot 0,00785 \\
 &= 4,9705 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

(c) Berat bagian hub

$$G_{\text{hub}} = \pi \cdot (r_{\text{hub}}^2 - r_{\text{p}}^2) \cdot a_{\text{hub}} \cdot \partial$$

Dimana :

$$\begin{aligned}
 r_{\text{p}} &= dp/2 = 152/2 = 62,5 \text{ mm} \\
 &= 6,25 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

maka :

$$\begin{aligned}
 G_{\text{hub}} &= 3,14 \cdot (9,375^2 - (6,25)^2) \cdot 4,0 \cdot 0,00785 \\
 &= 4,8 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

(d) Jadi berat satu unit cakram (G_{tot})

$$\begin{aligned}
 G_{tot} &= G_{cak} + G_{rim} + G_{hub} \\
 &= 122,15 + 4,9705 + 4,8 \\
 &= 4,8 \\
 &= 131,92 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

V.4.d. Perhitungan Tegangan Pada Cakram

(a) Gaya Sentrifugal Pada rim

$$C_r = \frac{G_{rim}}{g} \cdot r \cdot w^2 \dots\dots\dots 72$$

dimana :

$$G_{rim} = \text{berat rim} = 4,9705 \text{ kg}$$

$$r = \text{jari-jari rata-rata}$$

$$= \frac{(r_{rim} + r_{cn})}{2}$$

$$= \frac{47,8 + 46,0}{2}$$

$$= 4 \text{ mm} = 0,469 \text{ m}$$

$$w = \text{kecepatan sudut} = 628 \text{ rad/det}$$

$$g = \text{grafitasi} = 9,81 \text{ m/det}^2$$

maka:

$$C_r = \frac{4,9705 \cdot 0,469(628)^2}{9,81}$$

$$= 93718 \text{ kg}$$

(b) Tegangan Radial yang terjadi pada rim

$$T_r = \frac{C_b + x \cdot C_r}{2 \cdot \pi \cdot r_{cm} \cdot b} \dots\dots\dots 73$$

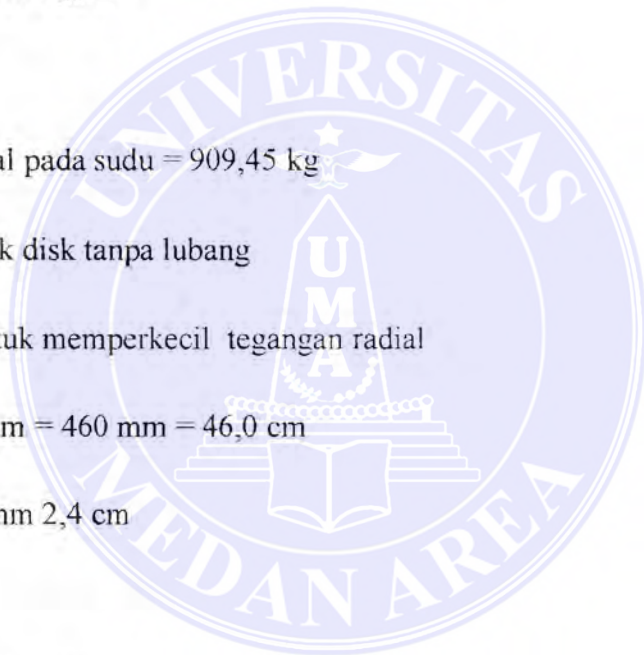
dimana :

- C_b = Gaya Sentrifugal pada sudu = 909,45 kg
- X = (0,5 ÷ 0,7) untuk disk tanpa lubang
= 0,5 (diambil untuk memperkecil tegangan radial)
- r_{cm} = jari-jari minimum = 460 mm = 46,0 cm
- b = tebal rim = 24 mm 2,4 cm

maka :

$$T_r = \frac{909,45 + 0,5 \cdot 93718}{2,3,14 \cdot 46,0 \cdot 2,4}$$

$$= 68,9 \text{ kg/cm}^2$$



(c) Tegangan pada ujung rim akibat kecepatan keliling

$$\begin{aligned}
 T_u &= \frac{\rho \cdot u^2}{g} \dots\dots\dots 74 \\
 &= \frac{0,00785 (311,3)^2}{9,81} \\
 &= 77,5 \text{ kg/cm}^2
 \end{aligned}$$

dari persamaan:

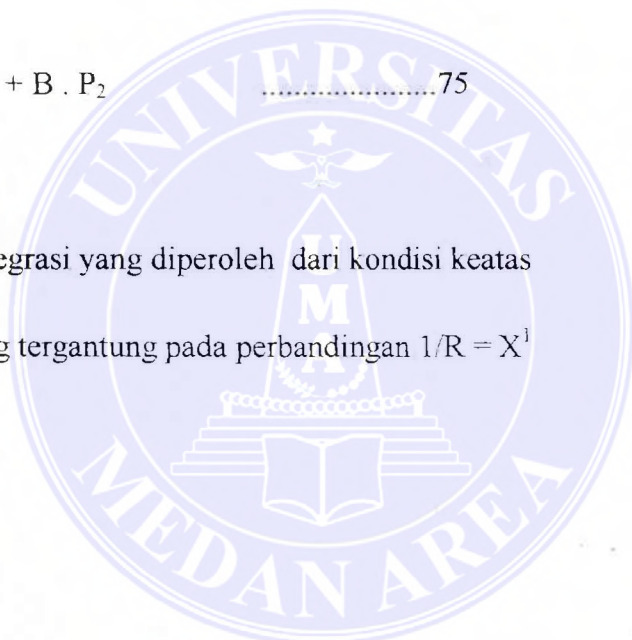
$$T_r = T_u \cdot P_0 + A \cdot P_1 + B \cdot P_2 \dots\dots\dots 75$$

Dimana :

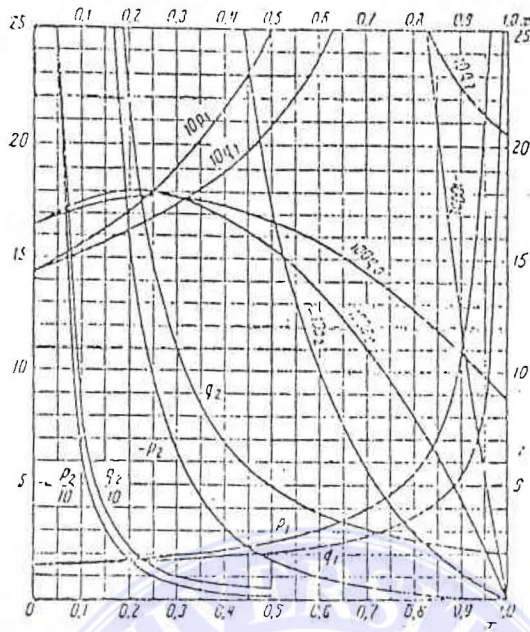
A dan B = Konstanta Integrasi yang diperoleh dari kondisi keatas

P dan Q = Koefisien yang tergantung pada perbandingan $1/R = X^1$

$$\begin{aligned}
 X &= r_{cm} / r_{rim} \\
 &= 460 \\
 &= 478 \\
 &= 0,96
 \end{aligned}$$



(74),(75) P. Shlyakhin : Turbin Uap Teori dan Rancangan, hal: 307,306



Gambar v.4.2 grafik berbagai koefisien cakram untuk menentukan tegangan

(d) Dari gambar V.4.2 diperoleh :

$$P_0 = 0,015$$

$$P_1 = 25$$

$$P_2 = -0,03$$

$$Q_0 = 0,095$$

$$Q_1 = 12,5$$

$$Q_2 = 2,1$$

Maka :

$$68,9 = 77,5 \cdot 0,015 + A \cdot 25 + B \cdot (-0,03)$$

$$= 25 \cdot A - 0,03 \cdot B - 67,73$$

$$= 0 \dots \dots \dots (a)$$

(e) Tegangan Tangensial pada penampang rim dengan jari-jari, $r_{rim}(T_{rl})$

$$\begin{aligned}
 R_{rim} &= Tu \cdot a_0 + A \cdot a_1 + B \cdot a_2 \\
 &= 77,5 \cdot 0,095 + A \cdot 12,5 - B \cdot 2,1 \\
 &= 7,36 + 12,5 \cdot A + 2,1 \cdot B \quad \dots\dots\dots (b)
 \end{aligned}$$

(f) Tegangan radial pada jari-jari, $S_{hub}(Trh)$

$$Trh = Tu \cdot P_0 + A \cdot P_1 + B \cdot P_2$$

Dimana :

$$\begin{aligned}
 X &= l_{hub} / r_{rim} \\
 &= 93,75 / 478 \\
 &= 0,196 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

maka dari grafik V.3.4 diperoleh :

$P_0 = 0,18$	$P_1 = 1,71$	$P_2 = -17$
$Q_0 = 0,177$	$Q_1 = 1,62$	$Q_3 = 20$

Sehingga :

$$\begin{aligned}
 Trh &= 77,5 \cdot 0,18 + A \cdot 1,71 + B \cdot (-17) \\
 &= 13,95 + 1,71 \cdot A - 17 \cdot B \quad \dots\dots\dots (e)
 \end{aligned}$$

(g) Tegangan tangensial pada hub (T_{th})

$$\begin{aligned}
 T_{th} &= Tu \cdot q_0 + A \cdot q_1 + B \cdot q_2 \\
 &= 77,5 \cdot 0,177 + A \cdot 1,62 + B
 \end{aligned}$$

$$= 13,7 + 1,62 \cdot A + 20 \cdot B$$

dimana tegangan radial pada hub dapat dicari dengan persamaan :

$$Tr_h = a_o / a_{hub} \cdot Tr \quad \dots\dots\dots 76$$

$$= 30/40 \cdot 68,9$$

$$= 51,6 \text{ kg/cm}^2 \quad \dots\dots\dots (e)$$

dengan mensubsidikan persamaan (e) ke persamaan (c) maka diperoleh:

$$51,6 = 13,95 + 1,71 \cdot A - 17 \cdot B$$

$$= 1,71A - 17 \cdot B - 37,65$$

$$= 0 \quad \dots\dots\dots (f)$$

Eliminasi persamaan (a) dengan (f)

$$(a) \quad 25 \cdot A \quad - 0,03 \cdot B \quad - 67,73 \quad = \quad 0 \quad \times 1$$

$$(b) \quad 1,71 \cdot A \quad - 17 \cdot B \quad - 37,65 \quad = \quad 0 \quad \times 14,619$$

$$25 A \quad - 0,03 \cdot B \quad - 63,73 \quad = \quad 0$$

$$25 A \quad - 109,31 \cdot B \quad - 550,4 \quad = \quad 0$$

$$- 109,28 \cdot B \quad + 482,67 \quad = \quad 0$$

$$109,28 \cdot B = -482,67$$

$$B = \frac{109,28}{-482,67}$$

$$= -0,22$$

substitusi harga (b) ke persamaan (a)

$$25 \cdot A - 0,03 \cdot (-0,22) - 67,73 = 0$$

$$25 \cdot A - 69,2 = 0$$

$$A = 25/69,2 = 0,36$$

(h) Tegangan radial pada lubang hub (T_{rLh})

$$T_{rLh} = I_0 \cdot T_u + I_1 \cdot \frac{a_{hub}}{a_o} \cdot T_{rh} + I_2 \cdot T_{th} \dots\dots\dots 77$$

dimana :

$$I_0 = \frac{3,3}{8} \left[0,7875 - \left\{ \frac{r_p}{r_{lub}} \right\}^2 + 0,2125 \cdot \left\{ \frac{r_{lub}}{r_p} \right\}^2 \right]$$

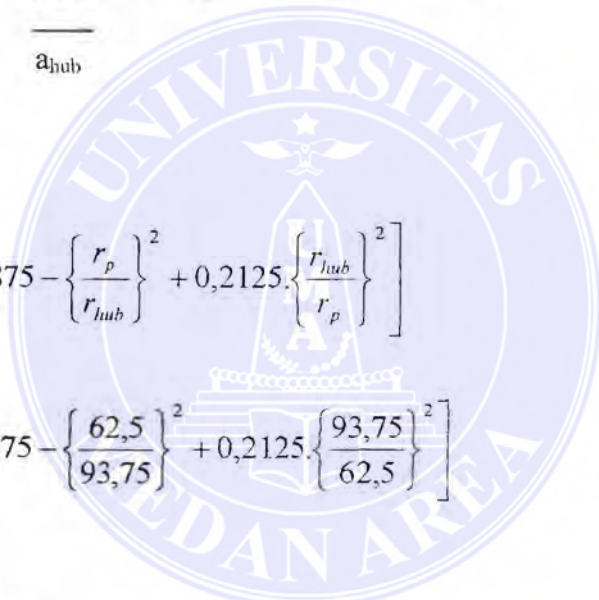
$$= \frac{3,3}{8} \left[0,7875 - \left\{ \frac{62,5}{93,75} \right\}^2 + 0,2125 \cdot \left\{ \frac{93,75}{62,5} \right\}^2 \right]$$

$$= 0,33$$

$$I_1 = 0,5 \left[1 + \left(\frac{r_p}{r_{hub}} \right)^2 \right] \cdot \left(\frac{r_{hub}}{r_p} \right)^2$$

$$= 0,5 \left[1 + \left(\frac{62,5}{93,75} \right)^2 \right] \cdot \left(\frac{93,75}{62,5} \right)^2$$

$$= 1,625$$



$$\begin{aligned}
 I_2 &= -0,5 \left[1 - \left(\frac{r_p}{r_{hub}} \right)^2 \right] \left(\frac{r_{hub}}{r_p} \right)^2 \\
 &= -0,5 \left[1 - \left(\frac{62,5}{93,75} \right)^2 \right] \left(\frac{93,75}{62,5} \right)^2 \\
 &= 0,625
 \end{aligned}$$

i. Tegangan Tangensial pada lubang hub ($T_{tl,h}$)

$$T_{tl,h} = T_{th} + (1 - a_0) \cdot v \cdot Trh \dots\dots\dots 79$$

Dimana :

v = Kofisien pemampatan melintang = 0,3

Maka :

$$\begin{aligned}
 T_{tl,h} &= T_{th} + 1 - \frac{30}{40} \cdot 0,3 T_{rh} \\
 &= T_{th} + 0,075 \cdot T_{rh}
 \end{aligned}$$

sehingga harga tegangan-tegangan diatas adalah sebagai berikut :

(j) Tegangan tangensial pada penampang tim dengan jari-jari r_{rim} :

$$\begin{aligned}
 T_{tl} &= 7,36 + 12,5 \cdot A + 2,1 \cdot B \\
 &= 7,36 + 12,5 \cdot 0,36 + 2,1 \cdot (-0,22) \\
 &= 11,4 \text{ kg/cm}^2
 \end{aligned}$$

(k) Tegangan tangensial pada hub (T_{th})

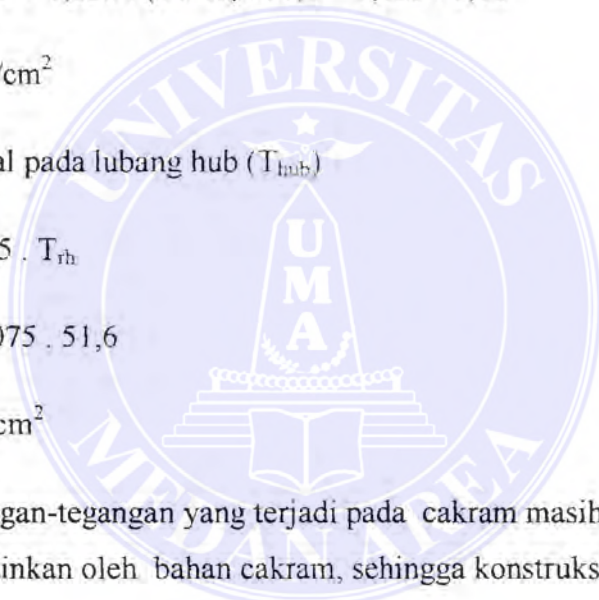
$$\begin{aligned} T_{th} &= 13,7 + 1,62 \cdot A + 20 \cdot B \\ &= 13,7 + 1,62 \cdot 0,36 + 20 \cdot (-0,22) \\ &= 9,88 \text{ kg/cm}^2 \end{aligned}$$

(l) Tegangan Radial pada lubang hub (T_{rlh})

$$\begin{aligned} T_{rlh} &= I_o \cdot T_U + I_1 (a_o/a_{hub}) \cdot T_{th} + I_2 \cdot T_{th} \\ &= 0,33 \cdot 77,5 + 1,625 \cdot (30/40) \cdot 51,6 + 0,625 \cdot 9,88 \\ &= 10016 \text{ kg/cm}^2 \end{aligned}$$

(m) Tegangan tangensial pada lubang hub (T_{hub})

$$\begin{aligned} T_{hub} &= T_{th} + 0,075 \cdot T_{rlh} \\ &= 9,88 + 0,075 \cdot 51,6 \\ &= 13,37 \text{ kg/cm}^2 \end{aligned}$$



dengan demikian tegangan-tegangan yang terjadi pada cakram masih lebih kecil dari tegangan yang diizinkan oleh bahan cakram, sehingga konstruksi cakram aman untuk dipakai.

BAB VIII

KESIMPULAN

Dari data-data yang telah ada diperoleh dari hasil survey / riset dan rancangan dapat diambil kesimpulan antara lain :

1. Spesifikasi data-data teknis dari turbin

❖ Daya	: 1557 kw
❖ Putaran	: 6000 rpm
❖ Tekanan uap masuk	: 18 bas
❖ Temperatur uap masuk	: 250 ⁰ c
❖ Temperatur uap keluar	: 3 bar
❖ Temperatur uap keluar	: 133,5 ⁰ c
❖ Klasifikasi	: turbin tekanan lawan
❖ Stage	: turbin aksi tingkat tunggal dengan satu tingkat kecepatan

2. Spesifikasi generator

❖ Daya	: 937,5 KVA
❖ Putaran	: 1500 rpm
❖ Ampere	: 1371 ampere
❖ Voltage	: 380 v
❖ Jumlah kutub	: 4 kutub

❖ Frekwensi / $\cos \phi$: 50 Hz / 0,8

3. Analisa thermodinamika

❖ Enthalpy uap masuk turbin (I_0) : 695,3 kkal/kg

❖ Enthalpy uap keluar turbin (I_i) : 613,5 kkal/kg

❖ Heat drop : 81,8 kkal/kg

❖ Daya yang dihasilkan turbin η_0 : 1557 kw

❖ Efisiensi didalam turbin (η_{oi}) : 0.75

❖ Keeroran (kesesatan) yang terjadi : 2,03 %

❖ Massa alir uap masuk turbin : 4,64 kg/det

4. Poros

❖ Diameter poros pada paking (dp_1) : 131 mm

❖ Diameter poros pada bantalan (dp_2) : 150 mm

❖ Diameter kedudukan roda gigi pinion (dp_3) : 155 mm

❖ Diameter pada kerah bantalan (dp_4) : 160 mm

❖ Diameter kedudukan gigi roda regulator (dp_5) : 75 mm

❖ Diameter kedudukan gigi roda regulator : 50 mm

❖ Diameter tempat dudukan cakra (dp) : 125 mm

❖ Panjang total poros (L total) : 1633 mm

❖ Bahan poros : baja karbon

5. Nozel

❖ Bahan nozel : baja khrom molibden

- ❖ Nozel yang digunakan : konvergen – divergen
- ❖ Luas penampang nozel maximum (F max) : 3,677 cm
- ❖ Luas penampang nozel minimum (F min) : 1,914 cm
- ❖ Diameter maximum nozel (d max) : 10,83 mm
- ❖ Diameter minimum nozel (d min) : 7,81 mm
- ❖ Panjang nozel divergen (L) : 28,45 mm
- ❖ Jumlah nozel yang digunakan (Z) : 4 buah

6. Sudu-sudu

- ❖ Bahan sudu
- ❖ Tinggi sudu sisi masuk (L_1^I) : 15 mm
- ❖ Tinggi sudu sisi keluar (L_2^II) : 29 mm
- ❖ Lebar sudu (b) : 24 mm
- ❖ Jari-jari kelengkungan sudu (r) : 13,15 mm
- ❖ Jarak antara sudu (Pm) : 13,14
- ❖ Tebal sudu maxsimal : 3,12 mm
- ❖ Jumlah rangkaian sudu : 237 unit

7. Cakram

- ❖ Bahan cakram baja : 32 xhm
- ❖ Diameter hub (D hub) : 18,75 cm
- ❖ Jari-jari hub (r hub) : 9,375 cm
- ❖ Jari-jari cakra (rc) : 15,33 cm

- ❖ Lebar rim (q_0) : 30 mm
- ❖ Lebar hub (q_{hub}) : 40 mm
- ❖ Berat cakra (G_{tot}) : 131,92

8. Pasak

- ❖ Bahan pasak : baja konstruksi mesin
S30c
- ❖ Panjang pasak : 90 mm
- ❖ Tinggi pasak (h) : 11 mm
- ❖ Lebar pasak (b) : 32 mm

9. Roda gigi pasak

- ❖ Bahan : S N E 22
- ❖ Jumlah gigi penggerak (Z_1) : 20 buah
- ❖ Jumlah gigi yang digerakkan (Z_2) : 80 buah

10. Bantalan

- ❖ Bahan : besi cor
- ❖ Jumlah minyak pelumas total (q_1) : 0,049 liter/detik
- ❖ Bantalan yang digunakan : bantalan luncur radial -
axial

LITERATUR

1. P. SHLYAKIN

Steam Turbines Theory and Design (Turbin uap teori dan rancangan).

Terjemahan Ir. Zulkifli Harahap, cetakan ke-4.

Penerbit PT. ERLANGGA, Jakarta 1999.

2. SAM SIR A. MUIN

Pesawat-pesawat Konversi Energi (Turbin Uap).

Penerbit PT. Raja Grafindo Perkasa, edisi 1. Cetakan ke-1 Jakarta 1993.

3. IR. SULARSO, MSME dan Prof. KIYIKATSU KUGA

Dasar-dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin, cetakan ke-7.

Penerbit PT. Pradnya Paramitha, Jakarta 1991.

4. HALL HOLOWENKO LAUGLIN

Machine Design (Rancangan Mesin) edisi 2 cetakan ke-1.

Terjemahan Ir. Cendy Prapto.

Penerbit PT. ERLANGGA, Jakarta 1994.

5. WERLIN S NAINGGOLAN

Termodinamika Teori – soal – penyelesaian, cetakan ke-4.

Penerbit CV. ARMICO BANDUNG - 1978

6. FRITZ DIETZEL

Turbin, Pompa Dan Kompresor, cetakan ke-3.

Alih Bahasa Ir. Zulkifli Harahap.