

# **BAB I**

## **PENDAHULUAN**

### **1.1 Latar Belakang**

Ide tentang turbin uap sudah ada sejak turbin Hero kira-kira tahun 120 S.M, tetapi pada waktu itu masih berbentuk mainan atau tidak menghasilkan daya poros efektif. Giovanni Branca juga mengusulkan turbin impuls pada tahun 1629, tetapi tidak pernah dibuat. Turbin yang pertama rupanya dibuat pada tahun 1831 oleh William Avery (Amerika Serikat) untuk menggerakkan mesin gergaji. Sejak saat itu teori tentang turbin uap terus berkembang dengan pesat dan hal tersebut juga diikuti oleh perkembangan aplikasi dari turbin tersebut.

Turbin uap sebagai salah satu mesin konversi energi merupakan salah satu alternatif yang baik karena dapat mengubah energi potensial uap menjadi energi mekanik pada poros turbin. Sebelum dikonversikan menjadi energi mekanik, energi potensial uap terlebih dahulu dikonversikan menjadi energi kinetik dalam nosel (pada turbin impuls) dan sudu-sudu gerak (pada turbin reaksi). Energi mekanis yang dihasilkan dalam bentuk putaran poros turbin dapat secara langsung atau dengan bantuan roda gigi reduksi di hubungkan dengan mekanisme yang digerakkan.

Pembangkit tenaga uap merupakan suatu sistem yang dirancang untuk memanfaatkan energi potensial uap sebagai penghasil tenaga untuk membangkitkan suatu generator. Jika suatu pembangkit tenaga (power plant) menggunakan turbin sebagai alat untuk mentransmisikan energi yang dikandung uap menjadi tenaga yang akan memutar generator, maka pembangkit tersebut lebih umum dikenal dengan turbin uap.

Dalam hal ini turbin memiliki peran yang sangat penting guna memperoleh daya sedemikian rupa sesuai dengan yang dibutuhkan. Untuk memperoleh hasil yang optimal maka efektifitas dan efisiensi menjadi hal yang utama dalam pengoperasian tersebut. Selain efektifitas dan efisiensi dalam operasi, hal yang penting juga untuk diperhatikan adalah efisiensi dan efektifitas dari komponen-komponen instalasi turbin uap itu sendiri, artinya dalam merancang instalasinya harus menggunakan komponen yang paling efektif dan efisien.

Pembangkit listrik tenaga panas bumi (PLTP) pada prinsipnya sama seperti Pembangkit listrik tenaga uap (PLTU), hanya pada PLTU uap dibuat di permukaan menggunakan boiler, sedangkan pada PLTP uap berasal dari reservoir panas bumi. Apabila fluida di kepala sumur berupa fasa uap, maka uap tersebut dapat dialirkan langsung ke turbin, dan kemudian turbin akan mengubah energi panas bumi menjadi energi gerak yang akan memutar generator sehingga dihasilkan energi listrik. Uap yang telah menggerakkan turbin tersebut kemudian diinjeksikan kembali menuju perut bumi.

## **1.2 Tujuan Perancangan**

Adapun tujuan dari perancangan ini adalah untuk merancang sebuah turbin uap beserta dimensi komponen-komponen utamanya, dimana Turbin Uap terdiri dari 2 tingkat tekanan dan dalam turbin tersebut terjadi 2 ekstraksi, dimana uap hasil ekstraksi tersebut digunakan dan dimasukkan lagi kedalam perut bumi.

Dalam hal ini Turbin Uap yang di rancangan berfungsi sebagai penggerak Generator Listrik.

### 1.3 Batasan Masalah

Adapun batasan-batasan masalah dari tugas akhir ini adalah :

a. Penentuan Spesifik Turbin Uap

Adapun spesifikasi Turbin Uap yang direncanakan pada Tugas Akhir ini adalah :

1. Tekanan uap masuk : 20 bar
2. Temperatur uap masuk : 280 °C
3. Tekanan uap keluar : 2 bar
4. Temperatur uap keluar : 120,2 °C
5. Massa aliran uap turbin : 500 kg/detik

b. Perhitungan Kalor Turbin Uap

Dalam hal ini pembahasan meliputi penentuan besarnya penurunan kalor yang terjadi pada tiap tingkat untuk mendapatkan variasi kecepatan uapnya dengan penentuan besarnya kerugian kalor yang terjadi pada nozel atau sudu pengarah dan sudu gerak.

c. Perhitungan ukuran-ukuran komponen utama turbin uap

Dalam hal ini pembahasan meliputi penentuan ukuran sudu pengarah dan sudu gerak dengan analisa kekuatan sudunya, perhitungan ukuran cakram dan tegangan yang terjadi, perhitungan ukuran poros dengan putaran kritisnya, dan pemilihan bantalan dengan sistem pelumasannya.

d. Gambar Penampang (gambar teknik) Turbin Uap.

#### **1.4 Metode Penulisan**

Metode yang digunakan dalam penulisan tugas sarjana ini adalah :

1. Survey lapangan, yakni berupa peninjauan langsung ke lokasi tempat unit pembangkit itu berada.
2. Pengambilan data survey dari tempat dilaksanakannya survey.
3. Studi literatur, yakni berupa studi kepustakaan, kajian dari buku-buku, dan tulisan-tulisan yang terkait dengan perancangan turbin uap.
4. Diskusi, yakni berupa tanya jawab dengan dosen pembimbing mengenai masukan dan kekurangan di dalam tulisan skripsi ini.
5. Browsing internet, yaitu untuk mencari bahan-bahan tulisan dan artikel-artikel yang dapat digunakan untuk membantu pengerjaan skripsi ini.

#### **1.5 Sistematika Penulisan**

Tugas Akhir ini dibagi menjadi beberapa bab dengan garis besar sebagai berikut :

- **Bab I : Pendahuluan**

Bab ini berisikan Latar belakang penulisan, tujuan, batasan masalah, metodologi penulisan, dan sistematika penulisan.

- **Bab II : Tinjauan Pustaka**

Bab ini berisikan pandangan umum tentang Turbin Uap, Analisa termodinamika pada Turbin Uap, Modifikasi siklus rankine pada Turbin Uap, Klasifikasi Turbin Uap, dan Kerugian-kerugian energi pada Turbin Uap.

- **Bab III : Penentuan Spesifikasi Turbin Uap**

Bab ini berisikan tentang Studi literatur, Pemilihan jenis turbin uap, Prosedur perancangan, Diagram alur perancangan, Penentuan jenis Turbin Uap yang digunakan, Perhitungan daya Turbin, Perhitungan Daya Generator, Penentuan laju aliran massa uap pada ekstraksi.

- **Bab IV : Perhitungan Ukuran Utama Turbin**

Bab ini berisikan perhitungan kalor yang terdapat pada Turbin Uap dan kondisi uap pada tiap tingkat dan perhitungan-perhitungan komponen utama Turbin Uap yang meliputi : Perhitungan ukuran Nozel dan Sudu gerak serta perhitungan ukuran Cakram pada Turbin Uap.

- **Bab V : Kesimpulan**

Bab ini berisikan Spesifikasi Turbin Uap serta dimensi dari komponen-komponen utama Turbin Uap.

## **BAB II**

### **TINJAUAN PUSTAKA**

#### **2.1 Pembangkit Listrik Tenaga Panas Bumi**

Turbin uap termasuk mesin tenaga atau mesin konversi energi dimana hasil konversi energinya dimanfaatkan mesin lain untuk menghasilkan daya. Di dalam Turbin terjadi perubahan dari energi potensial uap menjadi energi kinetik yang kemungkinan diubah lagi menjadi energi mekanik pada poros turbin, selanjutnya energi mekanik diubah menjadi energi listrik pada generator.

Energi mekanis yang di hasilkan dalam bentuk putaran poros turbin dapat secara langsung atau dengan bantuan roda gigi reduksi dihubungkan dengan mekanisme yang digerakkan.

Turbin uap digunakan sebagai penggerak utama, seperti untuk menggerakkan pompa, kompressor dan mesin-mesin lain. Jika dibandingkan dengan penggerak generator listrik yang lain, turbin uap mempunyai kelebihan lain :

- Penggunaan panas yang lebih baik.
- Pengontrolan putaran yang lebih mudah.
- Tidak menghasilkan loncatan bunga api listrik.
- Uap bekasnya dapat digunakan kembali atau untuk proses.

Siklus yang terjadi pada turbin uap adalah siklus Rankine, yaitu berupa siklus tertutup, dimana uap bekas dari turbin dimanfaatkan lagi dengan cara mendinginkannya pada kondensor, kemudian dialirkan lagi ke pompa dan seterusnya sehingga merupakan suatu siklus tertutup.

Pembangkit listrik tenaga panas bumi adalah pembangkit listrik yang menggunakan panas bumi (*geothermal*) sebagai energi penggerakannya. Indonesia dikaruniai sumber panas bumi yang berlimpah karena banyaknya gunung berapi dari pulau-pulau besar yang ada, hanya pulau Kalimantan saja yang tidak mempunyai potensi panas bumi (Carin, 2011). Keuntungan teknologi ini antara lain, bersih, dapat beroperasi pada suhu yang lebih rendah daripada PLTN, dan aman, bahkan *geothermal* adalah yang terbersih dibandingkan dengan nuklir, minyak bumi dan batu bara. Pada umumnya pembangkit listrik panas bumi berdasarkan jenis fluida kerja panas bumi yang diperoleh dibagi menjadi 3, yaitu :

- a. *Vapor dominated system* (sistem dominasi uap)
- b. *Flushed steam system*
- c. *Binary cycle system* (sistem siklus biner)

Proses dalam pembangkit dimulai dari uap yang diambil dari panas bumi yang digunakan untuk memutar turbin. Jika uap tersebut bertemperatur diatas  $370^{\circ}\text{C}$ , maka PLTP menggunakan *vapor dominated system* dimana uap dari panas bumi langsung digunakan untuk memutar turbin. Jika bertemperatur sekitar  $170^{\circ}\text{C}$  sampai dengan  $370^{\circ}\text{C}$ , maka menggunakan *flushed steam system* dimana uap masih mengandung cairan dan harus dipisahkan dengan flush separator sebelum memutar turbin. Dalam *binary-cycle system* uap panas bumi digunakan untuk memanaskan gas dalam *heat exchanger*, kemudian gas ini yang akan memutar turbin.

## 2.2 Analisis Termodinamik

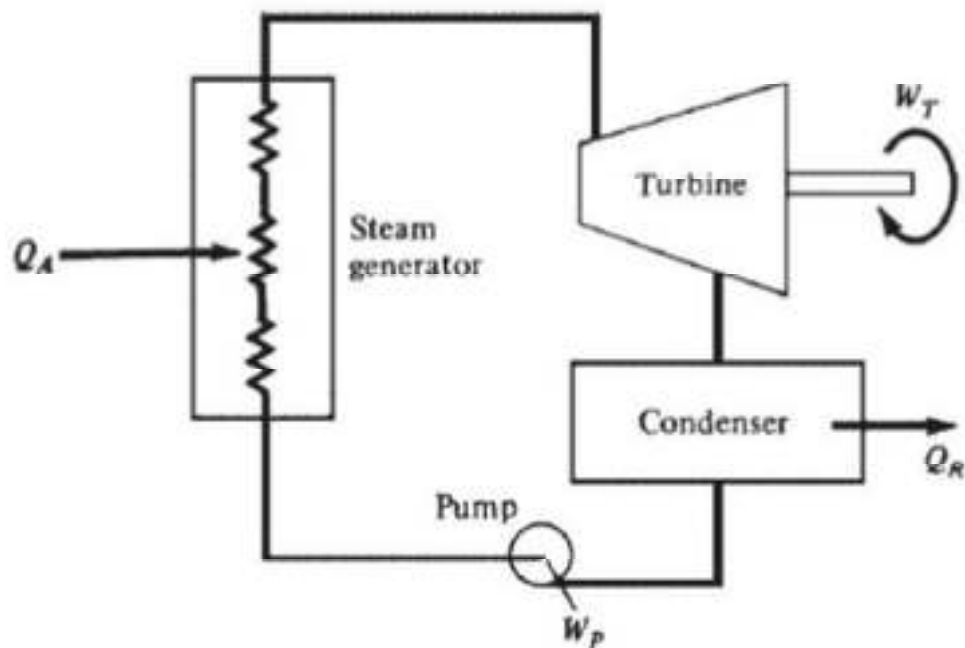
Siklus pada turbin uap adalah siklus Rankine, yang terdiri dari dua jenis siklus yaitu :

- Siklus terbuka, dimana sisa uap dari turbin langsung dipakai untuk keperluan proses.
- Siklus tertutup, dimana uap bekas dari turbin dimanfaatkan lagi dengan cara mendinginkannya pada kondensor, kemudian dialirkan kembali kepompa dan seterusnya sehingga merupakan suatu siklus tertutup.

Uap menurut keadaannya ada tiga jenis [ Lit.9 hal.95] yaitu :

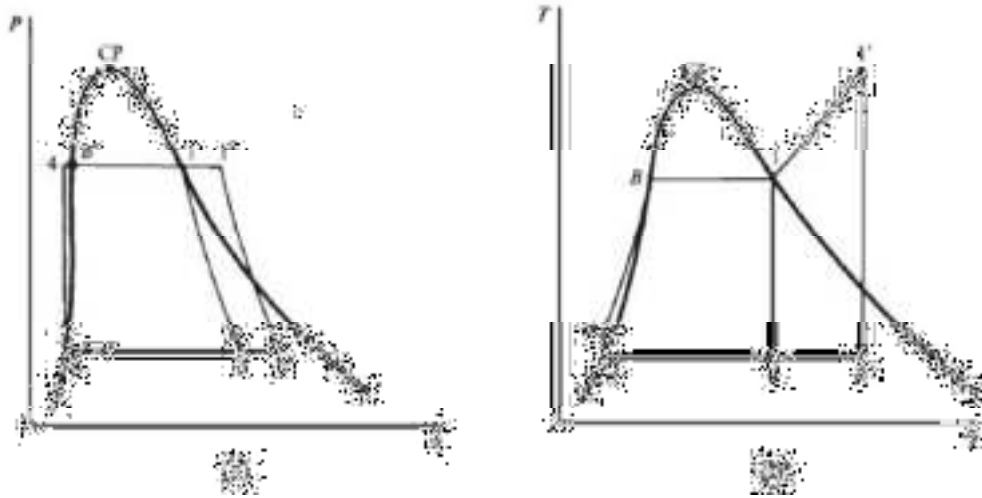
- Uap basah, dengan kadar uap  $0 < X < 1$
- Uap jenuh ( saturated vapor ), dengan kadar uap  $X = 1$
- Uap kering (superheated vapor )

Diagram alir siklus Rankine dapat dilihat sebagai berikut :



**Gambar 2.1** Siklus Rankine Ideal





**Gambar 2.2** Diagram P-v dan T-s Siklus Rankine Ideal

Diagram siklus Rankine ideal : Gambar (a) diagram P-v ; gambar (b) diagram T-s

Garis 1-2-3-4-B-1 = garis siklus saturated steam

Garis 1'-2'-3-4-B-1' = garis siklus superheated steam

Siklus rankine sederhana terdiri dari beberapa proses sebagai berikut :

- 1 → 2 : Ekspansi isentropik dari fluida kerja melalui turbin dari uap jenuh pada kondisi 1 hingga mencapai tekanan kondenser.
- 2 → 3 : Perpindahan kalor dari fluida kerja pada tekanan konstan melalui kondenser dengan cairan jenuh pada kondisi 3.
- 3 → 4 : Kompresi isentropik dalam pompa menuju kondisi 4 dalam daerah cairan hasil kompresi.
- 4 → 1 : Perpindahan kalor ke fluida kerja ketika mengalir melalui boiler.

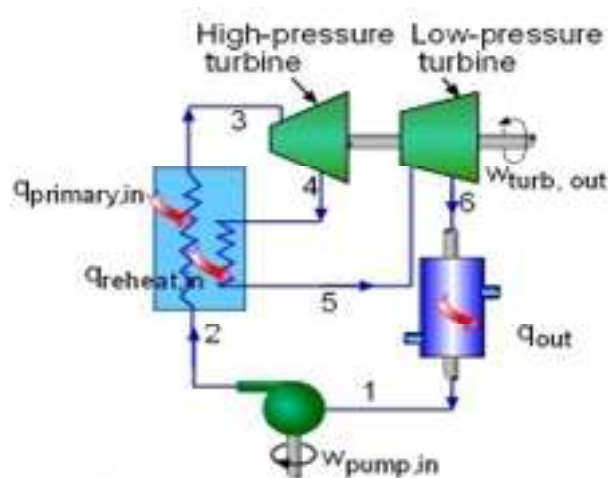
Untuk mempermudah penganalisaan termodinamika siklus ini, proses-proses diatas dapat disederhanakan dalam diagram berikut. Maka analisa pada masing-masing proses pada siklus untuk tiap satu satuan massa dapat ditulis sebagai berikut

- 1) Kerja pompa ( $W_p$ ) =  $h_2 - h_1 = v (P_2 - P_1)$
- 2) Penambahan kalor pada ketel ( $Q_{in}$ ) =  $h_3 - h_2$
- 3) Kerja turbin ( $W_T$ ) =  $h_3 - h_4$
- 4) Kalor yang dilepaskan dalam kondensor ( $Q_{out}$ ) =  $h_4 - h_1$
- 5) Efisiensi termal siklus  $\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_{in}} = \frac{W_T - W_P}{Q_{in}}$

$$\eta_{th} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2}$$

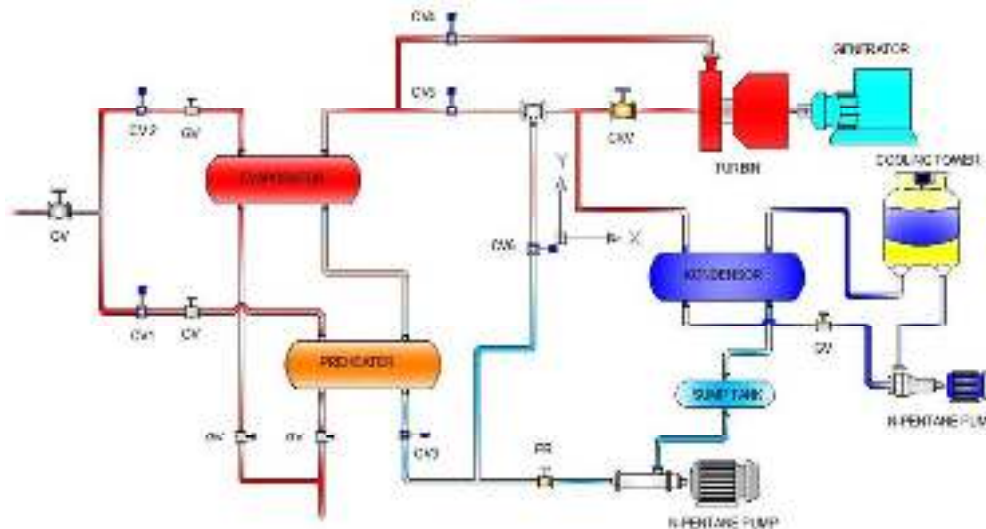
### 2.3 Modifikasi Siklus Rankine

Modifikasi siklus Rankine yang digunakan adalah dengan menggunakan dua turbin uap (*High Pressure* dan *Low Pressure*) yang keduanya berada pada satu poros. Uap air yang keluar dari turbin *High Pressure* masuk kembali ke boiler untuk di panaskan kembali menjadi uap superheat. Setelah itu uap air tersebut kembali masuk ke turbin uap *Low Pressure*. Dari turbin kedua ini uap air masuk ke kondensor.



**Gambar 2.3** Diagram alir Siklus Rankine dengan Reheater

Tujuannya adalah untuk meningkatkan efisiensi siklus, dalam hal ini dibuat ekstraksi uap yang bertujuan untuk memanaskan air pengisian ketel, sehingga kerja ketel berkurang dan kebutuhan bahan bakar juga berkurang. Dalam perancangan ini dibuat modifikasi siklus rankine dengan empat ekstraksi uap. Adapun modifikasi siklus rankine tersebut dapat dilihat pada gambar berikut :

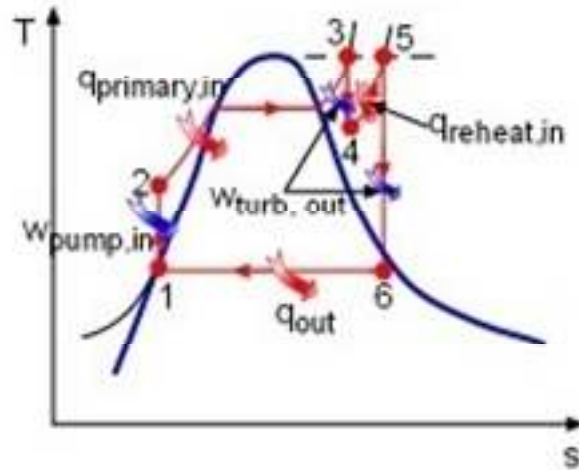


**Gambar 2.4** Diagram alir Siklus Rankine menggunakan *HPH* dan *LPH*

Uap kering hasil pembakaran dari ketel memasuki turbin, setelah melalui beberapa tingkatan sudu turbin, sebagian uap diekstraksikan ke tempat pemanas awal yaitu dua buah *High Pressure Heater* ( *HPH* ) dan dua buah *Low Pressure Heater* ( *LPH* ), sedangkan sisanya masuk ke kondensor dan dikondensasikan di kondensor. Selanjutnya air dari kondensor dipompakan ke deaerator setelah melalui pemanas air pertama dan kedua, dimana air yang berada pada deaerator ini akan dipanaskan oleh uap dari turbin, kemudian dari deaerator air dipompakan kembali ke boiler dengan melalui pemanas ketiga dan keempat. Dari ketel, air yang sudah menjadi uap kering dialirkan kembali ke turbin.

Tujuan uap di ekstraksikan ke Pemanas atau Heater adalah untuk membuang gas-gas yang tidak terkondensasi sehingga pemanasan pada boiler dapat berlangsung efektif, mencegah korosi pada boiler, dan meningkatkan

efisiensi siklus. Untuk mempermudah penganalisaan siklus termodinamika ini, proses-proses di atas dapat kita sederhanakan dalam bentuk diagram berikut :



**Gambar 2.5** Diagram T-s siklus Rankine

Dari modifikasi ini dapat kita tambahkan dalam hitungan efisiensi termal siklus energi panas masuk pada saat *reheater* ( $Q_{in\ reheater}$ ) serta output kerja pada turbin *low pressure* ( $W_{LPT\ out}$ ). Sehingga nilai kalor total yang masuk ke fluida kerja adalah:

$$Q_{total} = Q_{in\ boiler} + Q_{in\ reheater}$$

$$Q_{total} = m(h_3 - h_1) + m(h_5 - h_4)$$

Sedangkan nilai kerja output keluar total adalah:

$$W_{out\ total} = W_{HPT\ out} + W_{LPT\ out}$$

$$W_{out\ total} = m(h_3 - h_4) + m(h_6 - h_5)$$

Penambahan penggunaan satu tahap *reheat* akan meningkatkan efisiensi termal siklus rankine sebesar 3-4%, penambahan dua tahap *reheater* menaikkan efisiensi sebesar 1,5-2%, penambahan tiga tahap *reheater* menaikkan efisiensi sebesar 0,75-1%, dan begitu seterusnya. Akan tetapi umumnya hanya dipergunakan satu tahap *reheater* saja.

## **2.4 Prinsip Dasar Desain Turbin Uap**

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

Untuk mengubah energi potensial uap menjadi energi mekanis dalam bentuk putaran poros dilakukan dengan berbagai cara, sehingga turbin uap secara umum terdiri dari tiga jenis utama, yaitu : turbin uap impuls, reaksi dan gabungan (impuls-reaksi). Selama proses ekspansi uap di dalam turbin juga terjadi beberapa kerugian utama yang dikelompokkan menjadi dua jenis kerugian utama, yaitu kerugian dalam dan kerugian luar. Hal ini akan menyebabkan terjadinya kehilangan energi, penurunan kecepatan dan penurunan tekanan dari uap tersebut yang pada akhirnya akan mengurangi efisiensi siklus dan penurunan daya generator yang akan dihasilkan oleh generator listrik.

## **2.5 Klasifikasi Turbin Uap**

Turbin uap dapat diklasifikasikan ke dalam kategori yang berbeda yang tergantung pada jumlah tingkat tekanan, arah aliran uap, proses penurunan kalor, kondisi-kondisi uap pada sisi masuk turbin dan pemakaiannya di bidang industri. Adapun klasifikasinya [ Menurut Lit.7 hal.10 ], antara lain :

1. Menurut jumlah tingkat tekanan, terdiri dari :
  - a. Turbin satu tingkat dengan satu atau lebih tingkat kecepatan, yaitu turbin yang biasanya berkapasitas kecil dan turbin ini kebanyakan dipakai untuk menggerakkan kompresor sentrifugal.

- b. Turbin impuls dan reaksi nekatingkat, yaitu turbin yang dibuat dalam jangka kapasitas yang luas mulai dari yang kecil sampai yang besar.
2. Menurut arah aliran uap, terdiri dari :
- a. Turbin aksial, yaitu turbin yang uapnya mengalir dalam arah yang sejajar terhadap sumbu turbin.
  - b. Turbin radial, yaitu turbin yang uapnya mengalir dalam arah yang tegak lurus terhadap sumbu turbin.
3. Menurut jumlah silinder, terdiri dari :
- a. Turbin silinder tunggal
  - b. Turbin silinder ganda
  - c. Turbin tiga silinder
  - d. Turbin empat silinder

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

4. Metode menurut pengaturan, terdiri dari :
- a. Turbin dengan pengaturan pencekikan (*throttling*), dalam hal ini uap panas lanjut yang keluar dari ketel masuk melalui satu atau lebih katup pencekik yang dioperasikan serempak.
  - b. Turbin dengan pengaturan nosel yang uap segarnya masuk melalui dua atau lebih pengatur pembuka yang berurutan.
  - c. Turbin dengan pengaturan langkah (*by-pass governing*), dimana uap panas lanjut yang keluar dari ketel disamping dialirkan ke tingkat pertama juga langsung di alirkan ke satu, dua, atau bahkan tiga tingkat menengah turbin tersebut.

5. Menurut prinsip aksi uap, terdiri dari :
  - a. Turbin impuls, yang energi potensial uapnya diubah menjadi energi kinetik di dalam nosel atau laluan yang di bentuk oleh sudu-sudu diam yang berdekatan, dan didalam sudu-sudu gerak, energi kinetik uap di ubah menjadi energi mekanik.
  - b. Turbin reaksi aksial yang ekspansi uapnya diantara luluhan sudu, baik sudu pengarah maupun sudu gerak.
  - c. Turbin reaksi radial tambah sudu pengarah yang diam.
  - d. Turbin reaksi radial dengan sudu pengarah yang diam.
  
6. Menurut proses penurunan kalor, terdapat dari :
  - a. Turbin kondensasi (*condensing turbine*) dengan regenerator, yaitu turbin dimana uap pada tekanan yang lebih rendah dari tekanan atmosfer dialirkan ke kondensor, disamping uap itu juga dicerat dari tingkat-tingkat menengahnya untuk memanaskan air pengisian ketel, dimana jumlah penceratan itu biasanya dari 2-3 hingga sebanyak 8-9. Kalor laten uap buang selama proses kondensasi semuanya hilang pada turbin ini.
  - b. Turbin kondensasi dengan satu atau dua penceratan dari tingkat menengahnya dari tekanan tertentu untuk keperluan-keperluan industri dan pemanasan.
  - c. Turbin tekanan lawan (*back pressure turbine*), yaitu turbin yang uap buang dipakai untuk keperluan-keperluan pemanasan dan untuk keperluan-keperluan proses dalam industri.
  - d. Turbin tumpang, yaitu suatu jenis turbin tekanan lawan dengan perbedaan bahwa uap buang dari turbin jenis ini lebih lanjut masih dipakai untuk turbin-turbin kondensasi tekanan menengah dan rendah. Turbin ini, secara umum beroperasi pada kondisi tekanan dan temperatur uap awal yang tinggi, dan dipakai kebanyakan untuk membesarkan kapasitas pembangkitan pabrik, dengan maksud untuk mendapatkan efisiensi yang lebih baik.

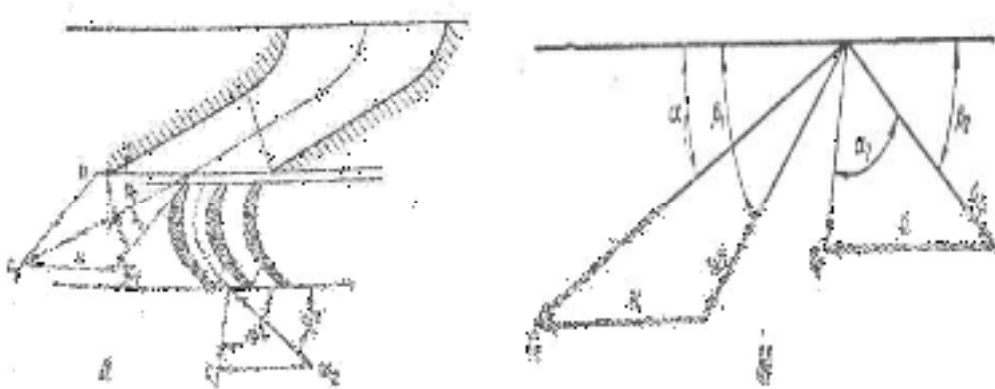
- e. Turbin tekanan lawan dengan penceratan uap dari tingkat-tingkat menengahnya pada tekanan tertentu, dimana jenis turbin ini dimaksudkan untuk mensuplai uap kepada konsumen pada berbagai kondisi tekanan dan temperatur.
  - f. Turbin tekanan rendah (tekanan buang), yaitu turbin yang uap buang dari mesin-mesin uap, palu uap, mesin tekan, dan lain-lain, dipakai untuk keperluan pembangkitan tenaga listrik.
  - g. Turbin tekanan campur dengan dua atau tiga tingkat tekanan, dengan suplai uap buang ke tingkat-tingkat menengahnya.
7. Menurut kondisi-kondisi uap pada sisi masuk turbin, terdiri dari :
- a. Turbin tekanan rendah, yaitu turbin yang memakai uap pada tekanan 1,2 sampai 2 ata.
  - b. Turbin tekanan menengah, yaitu turbin yang memakai uap pada tekanan sampai 40 ata.
  - c. Turbin tekanan tinggi, yaitu turbin yang memakai uap pada tekanan diatas 40 ata.
  - d. Turbin tekanan yang sangat tinggi, yaitu turbin yang memakai uap pada tekanan 170 ata atau lebih dan temperatur diatas 550 °C atau lebih.
  - e. Turbin tekanan superkritis, yaitu turbin yang memakai uap pada tekanan 225 ata atau lebih.
8. Menurut pemakaiannya di bidang industri, terdiri dari :
- a. Turbin stasioner dengan kepesatan putar yang konstan dipakai terutama untuk menggerakkan alternator.
  - b. Turbin uap stasioner dengan kepesatan yang bervariasi dipakai untuk menggerakkan *blower-turbo*, pengedar udara (*air circulator*), pompa, dan lain-lain.



- c. Turbin yang tidak stasioner dengan kecepatan yang bervariasi, yaitu turbin yang biasanya dipakai pada kapal-kapal uap, kapal, dan lokomotif kereta api (*lokomotif-turbo*).

## 2.6 Analisa Kecepatan Aliran Uap

Analisa kecepatan aliran uap yang melewati suatu sudu dapat digambarkan sebagai berikut :



**Gambar 2.6** Variasi kecepatan uap pada sudu-sudu gerak turbin impuls.

(Sumber : Lit.7, hal 33)

1. Kecepatan aktual keluar dari nosel ( $C_1$ ) adalah :

$$C_1 = 91,5 \phi \sqrt{H_0'} \quad (\text{m/det}) \dots (\text{Lit.7, hal.80})$$

dimana :  $H_0'$  = besar jatuh kalor (enthalpi drop) (kkal/kg)

$\phi$  = koefisien gesek pada dinding nosel (0,91 s/d 0,98)

2. Kecepatan uap keluar teoritis ( $C_{1t}$ )

$$C_{1t} = \frac{C_1}{\phi} \quad (\text{m/det}) \dots (\text{Lit.7, hal.24})$$

### 3. Kecepatan tangensial sudu (U)

$$U = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60} \quad (\text{m/det}) \dots (\text{Lit.7, hal.85})$$

dimana : d = diameter pada turbin (m)

n = putaran poros turbin (rpm)

### 4. Kecepatan uap memasuki sudu gerak pertama (w1)

$$w_1 = \sqrt{C_1^2 + U^2 - 2UC_1 \cos \alpha_1} \quad (\text{m/det}) \dots (\text{Lit.7, hal.33})$$

### 5. Kecepatan mutlak radial uap keluar sudu gerak baris pertama (C1u)

$$C_{1u} = C_1 \cos \alpha_1 \quad (\text{m/det}) \dots (\text{Lit.7, hal. 76})$$

### 6. Kecepatan mutlak radial uap keluar sudu gerak baris kedua (C2u)

$$C_{2u} = C_2 \cos \alpha_2 \quad (\text{m/det}) \dots (\text{Lit.7, hal.76})$$

### 7. Sudut relatif masuk sudu gerak baris pertama ( $\beta_1$ )

$$\sin \beta_1 = \frac{C_1 \sin \alpha_1}{w_1} \quad (\text{m/det}) \dots (\text{Lit.7, hal.34})$$

### 8. Sudut relatif uap sudu keluar sudu gerak pertama ( $\beta_2$ )

$$\beta_1 = \beta_1 - (3^\circ - 5^\circ) \quad (\text{m/det}) \dots (\text{Lit.7, hal.34})$$

### 9. Kecepatan relatif uap keluar sudu gerak pertama (w2)

$$w_2 = \psi \cdot w_1 \quad (\text{m/det}) \dots (\text{Lit.7, hal.34})$$

### 10. Kecepatan mutlak uap keluar sudu gerak pertama (C2)

$$C_2 = \sqrt{w_2^2 + U^2 - 2 \cdot U \cdot w_2 \cdot \cos \beta_2} \quad (\text{m/det}) \dots (\text{Lit.7, hal.34})$$

### 11. Kecepatan mutlak uap masuk sudu gerak kedua (C1')

$$C_1' = \psi_{gb} \cdot C_2 \quad (\text{m/det}) \dots (\text{Lit.7, hal.34})$$

## 2.7 Kerugian Energi pada Turbin Uap

Kerugian energi pada turbin adalah pertambahan energi kalor yang dibutuhkan untuk melakukan kerja mekanis pada praktek aktual dibandingkan dengan nilai teoritis yang proses ekspansinya terjadi benar-benar sesuai dengan proses adiabatik. Pada suatu tingkat turbin, jumlah penurunan kalor yang benar-

benar dikonversi menjadi kerja mekanis pada poros turbin adalah lebih kecil daripada nilai-nilai yang dihitung untuk tingkat turbin yang ideal. Semua kerugian yang timbul pada turbin aktual dapat dibagi menjadi dua kelompok utama, yaitu :

### **2.7.1 Kerugian-kerugian dalam (*Internal losses*)**

#### **1. Kerugian kalor pada katub pengatur**

Aliran uap melalui katup-katup penutup dan pengatur disertai oleh kerugian energi akibat proses pengecilan (*throttling*), kerugian ini yang disebut dengan kerugian katup pengatur. Jika tekan uap masuk adalah  $P_o$  maka akan terjadi penurunan tekanan menjadi tekan awal masuk turbin  $P_o'$ . Penurunan tekan awal ( $\Delta P$ ) diperkirakan sebesar (3 – 5) % dari  $P_o$  [ Menurut Lit.7 hal. 59 ].

Dimana  $\Delta P = P_o - P_o'$  , pada perencanaan ini diambil kerugian pada katup pengatur sebesar 5% dari tekan masuk turbin atau dapat di tuliskan :

$$\Delta P = 5\% P_o \quad \dots(\text{Lit.7, hal.60})$$

Kerugian energi yang terjadi pada katup pengatur ditentukan dengan :

$$\Delta H = H_o - H_o' \quad \dots(\text{Lit.7, hal.59})$$

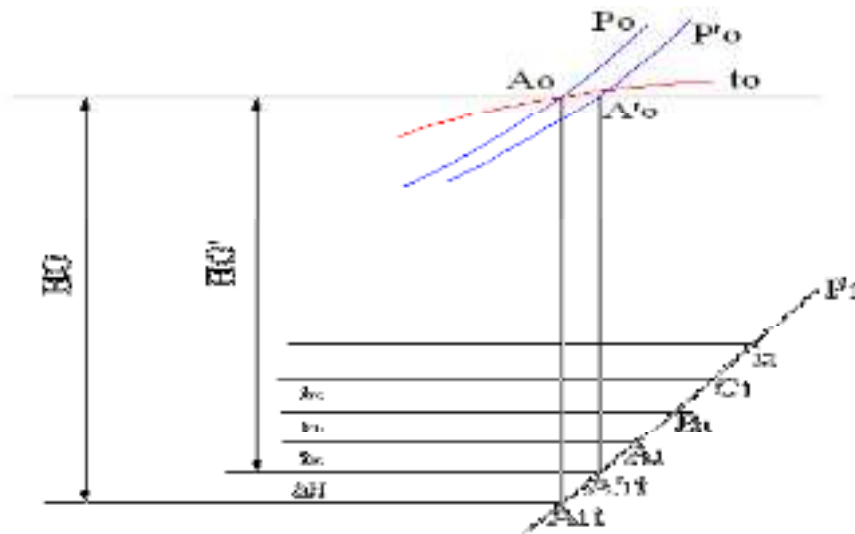
dimana:

$H_o$  = nilai penurunan kalor total turbin

$H_o'$  = nilai penurunan kalor setelah mengalami proses penurunan tekanan akibat pengaturan melalui katup pengatur dan katup penutup yang ditetapkan sebesar 3 – 5% dari  $P_o$ . jadi tujuan perencanaan kerugian tekanan yaitu sebesar  $\Delta P = 5\%P_o$ .

Adapun gambar 2.6. menunjukkan proses ekspansi uap melalui mekanisme pengatur beserta kerugian-kerugian yang lainnya yang diakibatkan pengecilan (*throttling*).

Disebabkan oleh proses pencekikan yang terjadi pada katub pengatur, penurunan kalor yang tersedia pada turbin akan berkurang dari  $H_0$  menjadi  $H_0'$  dengan kata lain ada kehilangan energi yang tersedia sebesar  $H = H_0 - H_0'$ . Besarnya kerugian tekanan akibat pencekikan dengan katub pengatur terbuka lebar dapat diandaikan sebesar 5 % dari tekanan uap segar  $P_0$  [ Lit. 7 hal 59 ].



**Gambar 2.7** Proses ekspansi uap dalam turbin beserta kerugian-kerugian akibat Pencekikan.

Keterangan gambar :

$h_n$  = kerugian pada nosel

$h_b$  = kerugian pada sudu gerak

$h_c$  = kerugian akibat kecepatan keluar

$P_0$  = tekanan uap masuk turbin

$P_0'$  = tekanan uap sebelum masuk nosel

$P_1$  = tekanan keluar turbin

$H_0$  = penurunan kalor

$H_0'$  = penurunan kalor teoritis

$H_1$  = penurunan kalor yang dimanfaatkan dalam turbin.

## 2. Kerugian kalor pada nozel (hn)

Kerugian energi dalam nozel adalah dalam bentuk kerugian energi kinetis dimanapun besarnya adalah : Kerugian energi pada nozel disebabkan oleh adanya gesekan uap pada dinding nozel , turbulensi, dan lain-lain. Kerugian energi pada nozel ini dicakup oleh koefisien kecepatan nozel ( $\phi$ ) yang sangat tergantung pada tinggi nozel. Kerugian energi kalor pada nozel dalam bentuk kalor :

$$h_n = \frac{c_{1t}^2 - c_1^2}{2001} \quad (\text{kJ/kg}) \dots (\text{Lit.7, hal.25})$$

dimana :

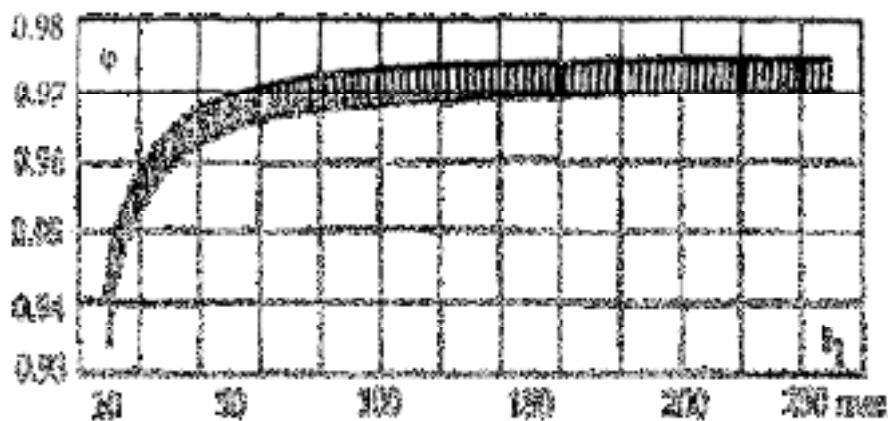
$h_n$  = besarnya kerugian pada nozel

$c_{1t}$  = kecepatan uap masuk nozel teoritis

$\Phi$  = koefisien kecepatan pada dinding nozel (0,93 s/d 0,98)

$c_1$  = kecepatan aktual uap keluar dari nozel

Untuk tujuan perancangan, nilai-nilai koefisien kecepatan nozel dapat diambil dari grafik yang ditunjukkan pada gambar dibawah ini :



**Gambar 2.8** Grafik untuk Menentukan Koefisien  $\phi$  sebagai fungsi tinggi nozel

(sumber : Lit.7, hal 61)

### 3. Kerugian kalor pada sudu gerak

Kerugian pada sudu gerak dipengaruhi beberapa faktor yaitu :

- kerugian akibat tolakan pada ujung belakang sudu.
- Kerugian akibat tubrukan.
- Kerugian akibat kebocoran uap melalui ruang melingkar.
- Kerugian akibat gesekan.
- Kerugian akibat pembelokan semburan pada sudu.

Semua kerugian diatas disimpulkan sebagai koefisien kecepatan sudu gerak ( $\phi$ ). Akibat koefisien ini maka kecepatan relatif uap keluar dari sudu W2 lebih kecil dari kecepatan relatif uap masuk sudu W1.

Kerugian kalor pada sudu gerak pertama :

$$h'_b = \frac{w_1'^2 - w_2'^2}{2001} \quad (\text{kJ/kg}) \dots (\text{Lit.7, hal.85})$$

Kerugian pada sudu gerak baris kedua :

$$h''_b = \frac{w_1''^2 - w_2''^2}{2001} \quad (\text{kJ/kg}) \dots (\text{Lit.7, hal.86})$$

dimana :

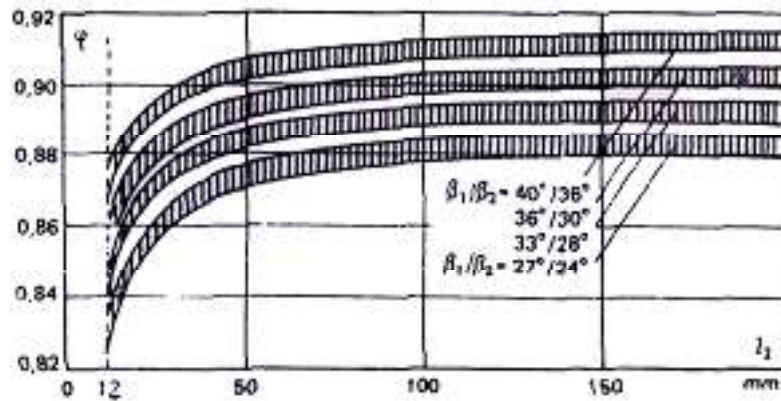
w1 = kecepatan relatif uap masuk sudu gerak I

w2 = kecepatan relatif uap keluar sudu gerak I

w'1 = kecepatan relatif uap masuk sudu gerak II

w'2 = kecepatan relatif uap keluar sudu gerak II

Untuk keperluan rancangan maka faktor  $\psi$  dapat diambil dari grafik berikut dibawah ini:



**Gambar 2.9** Koefisien kecepatan  $\psi$  untuk sudu gerak turbin impuls untuk berbagai panjang dan profil sudu (Sumber : Lit.7, hal 62)

#### 4. Kerugian kalor akibat kecepatan keluar

Uap meninggalkan sisi keluar sudu gerak dengan kecepatan mutlak  $C_2$ , sehingga kerugian energi kinetik akibat kecepatan uap keluar  $C_2$  untuk tiap 1 kg uap dapat ditentukan sama dengan  $C_2^2/2001$  kJ/kg .

Jadi sama dengan kehilangan energi sebesar:

$$h_c = \frac{c^2}{8.378} \quad (\text{kJ/kg}) \dots (\text{Lit.7, hal.63})$$

#### 5. Kerugian Kalor Pada Sudu Pengarah

$$h_{gb} = \frac{C_2^2 - C_1^2}{2001} \quad (\text{kJ/kg}) \dots (\text{Lit.7, hal.63})$$

#### 6. Kerugian kalor akibat gesekan cakram

Kerugian gesekan terjadi diantara cakram turbin yang berputar dengan uap yang menyelubunginya. Cakram yang berputar itu menarik pertikel-pertikel

yang ada didekat permukaannya dan memberi gaya searah dengan putaran. Sejumlah kerja mekanis digunakan untuk mengatasi pengaruh gesekan dan pemberian kecepatan ini. Kerja yang digunakan untuk melawan gesekan dan percepatan-percepatan partikel uap ini pun akan di konversikan menjadi kalor, jadi akan memperbesar kalor kandungan uap.

Kerugian akibat gesekan cakram dan ventilasi dalam satu kalor dapat ditentukan dari persamaan berikut:

$$hg_{ca} = \frac{102Ng_{ca}}{427G} \quad (\text{kJ/kg}) \dots (\text{Lit.7, hal.64})$$

dimana :

$G$  = massa aliran uap melalui tingkatan turbin (kg/s)

$Ng_{ca}$  = daya gesek dari ventilasi cakram ( kW )

Adapun penentu daya gesek dari ventilasi cakram ini sering dilakukan dengan memakai rumus berikut :

$$Ng_{ca} = \beta \cdot 10^{-10} \cdot d^4 \cdot n^3 \cdot l \cdot \gamma \quad (\text{kW}) \dots (\text{Lit.7, hal.64})$$

dimana :

$\beta$  = koefisien yang sama dengan 2,06 untuk cakram baris ganda

$d$  = diameter cakram yang diukur pada tinggi rata-rata sudu A(m)

$n$  = putaran poros turbin (rpm)  $l$  = tinggi sudu (m)

$\gamma$  = Massa jenis uap dimana cakram tersebut berputar (kg/m<sup>3</sup>) =  $1/v$  ,  
dimana  $v$  = volume spesifik uap pada kondisi tersebut (m<sup>3</sup>/kg)



## 7. Kerugian Ruang Bebas pada Turbin Impuls

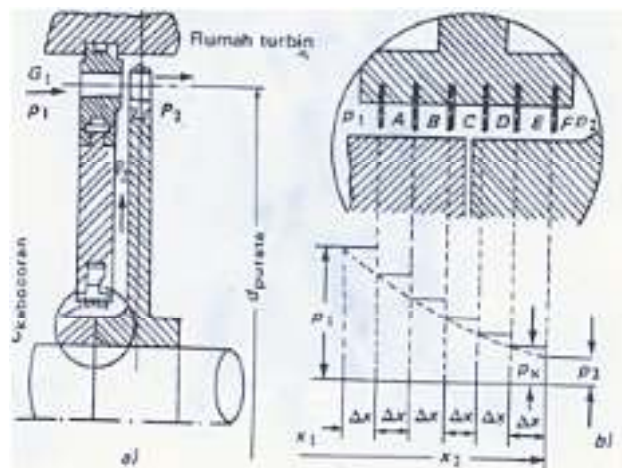
Ada perbedaan tekanan di antara kedua sisi cakram nosel yang dipasang pada stator turbin, sebagai akibat ekspansi uap di dalam nosel. Diafragma yang mempunyai sudu-sudu gerak adalah dalam keadaan berputar, sementara cakram-cakram adalah dalam keadaan diam sehingga selalu ada ruang bebas yang sempit antara cakram-cakram putar dan diafragma.

Tekanan sebelum melewati diafragma adalah  $p_1$  dan tekanan sesudah cakram yang mempunyai sudu-sudu gerak adalah  $p_2$ . Oleh sebab itu, seluruh penurunan tekanan yang terjadi pada perapat labirin dari  $p_1$  hingga ke  $p_2$  didistribusikan diantara ruang-ruang A, B, C, D, E, dan F. Adanya perbedaan tekanan menyebabkan adanya kebocoran melalui celah ini, yang besarnya :

$$h_{kebocoran} = \frac{G_{kebocoran}}{G} (i_0 - i_2) \quad (\text{kJ/kg}) \dots (\text{Lit.7, hal.64})$$

Dimana  $G_{kebocoran}$  ditentukan berdasarkan tekanan kritis, yaitu :

$$p_{kr} = \frac{0,85 \cdot p_1}{\sqrt{z+1,5}} \quad \dots (\text{Lit.7, hal.67})$$



**Gambar 2.10** Celah kebocoran Uap tingkat tekanan pada turbin impuls

(sumber : Lit.1, hal 62)

Bila tekanan kritis lebih rendah dari  $p_2$ , maka kecepatan uap di dalam labirin adalah lebih rendah daripada kecepatan kritis dan massa alir kebocoran ditentukan dengan persamaan :

$$G_{kebocoran} = 100f_s \sqrt{\frac{g(p_1^2 - p_2^2)}{z p_1 v_1}} \quad (\text{kJ/kg}) \dots (\text{Lit.7, hal.67})$$

sebaliknya, bila tekanan kritis lebih tinggi dari  $p_2$ , maka kecepatan uap adalah lebih tinggi dari kecepatan kritisnya dan massa alir kebocoran dihitung :

$$G_{kebocoran} = 100f_s \sqrt{\frac{g}{z \times 1,5} \times \frac{p_1}{v_1}} \quad \dots (\text{Lit.7, hal.67})$$

### 8. Kerugian Akibat Kebasahan Uap

Dalam hal turbin kondensasi, beberapa tingkat yang terakhir biasanya beroperasi pada kondisi kondisi uap basah yang menyebabkan terbentuknya tetesan air. Tetesan air ini oleh pengaruh gaya sentrifugal akan terlempar ke arah keliling. Pada saat bersamaan tetesan air ini menerima gaya percepatan dari partikel-partikel uap searah dengan aliran, jadi sebagian energi kinetik uap hilang dalam mempercepat tetesan air ini. Kerugian akibat kebasahan uap dapat ditentukan dengan persamaan :

$$h_{kebasahan} = (1 - x)h \quad \dots (\text{Lit.7, hal.69})$$

Dimana :

X = fraksi kekeringan rata-rata uap di dalam tingkat turbin yaitu sebelum nosel (sudu pengarah) dan sesudah sudu gerak tingkat tersebut.

Hi = penurunan kalor yang dimanfaatkan pada tingkat turbin dengan memperhitungkan semua kerugian kecuali akibat kebasahan uap

## 9. Kerugian Pemipaan Buang

Kerugian pemipaan buang terjadi karena kecepatan aliran pada pipa buang besar (100-120) m/s yang biasanya terjadi pada turbin kondensasi. Besarnya kerugian tekanan dalam pemipaan buang turbin-turbin kondensasi dapat ditentukan, yaitu :

$$P_2 - P_{2k} = \lambda \left( \frac{C_s}{100} \right) P_{2k} \quad \dots(\text{Lit.7, hal.70})$$

Dimana :

$P_2$  = tekanan uap sesudah sudu (bar)

$P_{2k}$  = tekanan uap di dalam pemipaan buang (bar)

$\lambda$  = koefisien yang nilainya dari 0,07-0,1

$C_s$  = kecepatan uap pada pemipaan buang (m/s).

### 2.7.2 Kerugian-kerugian Luar

- **Kerugian Mekanis**

Kerugian mekanis disebabkan oleh energi yang digunakan untuk mengatasi tahanan yang diberikan oleh bantalan luncur dan dorong termasuk bantalan luncur generator atau mesin yang dihubungkan dengan poros turbin. Untuk tujuan perancangan, kerugian mekanis, generator dan turbin [Menurut lit. 2, hal. 88] dapat ditentukan dengan mempergunakan grafik efisiensi mekanis turbin.

## 2.8 Efisiensi dalam Turbin Uap

### 1. Efisiensi relatif sudu

Hubungan antara kerja satu kilogram uap  $L_u$  pada keliling cakram yang mempunyai sudu-sudu gerak terhadap kerja teoritis yang dapat dilakukannya adalah.

$$\eta_u = \frac{L_u}{L_0} = \frac{AL_u}{i_0 - i_{1t}} \quad \dots(\text{Lit.5, hal.71})$$

### 2. Efisiensi internal

Hubungan antara kerja yang bermanfaat yang dilakukan oleh sudu dengan 1 kg uap pada tingkat atau di dalam turbin terhadap kerja teoritis yang tersedia adalah.

$$\eta_{0i} = \frac{L_i}{L_0} = \frac{i_0 - i_2}{i_0 - i_{1t}} = \frac{H_1}{H_0} \quad \dots(\text{Lit.5, hal.71})$$

### 3. Efisiensi termal

Hubungan antara penurunan kalor *adiabatik teoritis* di dalam turbin dan kalor yang tersedia dari ketel adalah.

$$\eta_t = \frac{i_0 - i_{1t}}{i_0 - q} \quad \dots(\text{Lit.5, hal.71})$$

### 4. Efisiensi relatif efektif

Hubungan antara efisiensi mekanis dengan efisiensi internal turbin adalah:

Daya dalam turbin dapat dituliskan sebagai berikut :

Daya dalam turbin

$$N_i = \frac{427G_0h_1}{102} \quad (\text{kW})\dots(\text{Lit.5, hal.71})$$

Daya efektif yang dihasilkan pada turbin adalah :

$$N_{\text{efek}} = \eta_m \cdot N_i \quad \dots(\text{Lit.5, hal.72})$$

Daya efektif turbin dapat juga diperoleh dari hubungan antara daya yang dibangkitkan pada terminal generator  $N_e$  dan efisiensi generator  $\eta_g$ , yaitu

$$\eta_g = \frac{N_e}{N_{\text{efek}}} \quad \dots(\text{Lit.5, hal.72})$$

## 2.9 Tekanan dan Temperatur Uap pada Superheater

Superheater merupakan alat yang berfungsi untuk menaikkan temperatur uap jenuh sampai menjadi uap panas lanjut (*superheat vapour*). Uap panas lanjut bila digunakan untuk melakukan kerja dengan jalan ekspansi di dalam turbin atau mesin uap tidak akan mengembun, sehingga mengurangi kemungkinan timbulnya bahaya yang disebabkan terjadinya pukulan balik atau back stroke yang diakibatkan mengembunnya uap belum pada waktunya sehingga menimbulkan vakum di tempat yang tidak semestinya di daerah ekspansi. Superheater ditempatkan pada daerah aliran gas asap yang bertemperatur tinggi.

Temperatur uap yang dihasilkan superheater sangat dipengaruhi temperatur gas asap. Perbedaan temperatur yang terkecil antara dua aliran gas asap dengan uap disebut dengan titik penyempitan (*pinch point*) a-x dan b-y minimum 20 °C.

Boiler superheater memproduksi superheated steam atau kering. Uap air ini menyimpan lebih banyak energi panas daripada uap air saturated (uap air basah), ditandai dengan nilai entalpi yang lebih tinggi. Uap air yang diproduksi oleh boiler konvensional umumnya hanya mencapai fase saturated, dan pada boiler superheater uap air saturated ini akan dipanaskan lebih lanjut mencapai fase superheated. Selain menyimpan energi panas yang lebih besar, uap air superheater juga menghilangkan sifat basah dari uap saturated sehingga tidak akan terjadi kondensasi yang terlalu cepat di dalam mesin yang menggunakan uap air tersebut.

Keuntungan utama menggunakan boiler superheater dapat mengurangi konsumsi bahan bakar dan air, namun di sisi lain ada biaya tambahan yang

diperlukan untuk perawatan yang lebih besar. Tanpa adanya perawatan yang baik pada boiler superheater, resiko keselamatan sangat mungkin terjadi. Karena boiler superheater bekerja pada tekanan dan temperatur yang tinggi, sangat berbahaya bila terjadi kerusakan pipa pada boiler tersebut.

### **2.10 Prinsip Kerja Superheater**

Prinsip kerja Super Heater yaitu pada saat pemanasan, api harus diatur sehingga suhu dari pipa Super Heater tidak melebihi batas keamanan yang diizinkan. Suhu dari logam pipa pada waktu pemanasan ketel biasanya dijaga supaya berada di bawah suhu pipa pada saat ketel berada pada kapasitas penuh. Hal ini dapat dilaksanakan dengan mengatur waktu dari saat pemanasan sampai saat tekanan kerja tercapai, dengan maksud untuk membatasi suhu gas masuk ke superheater pada  $\pm 500$  OC untuk superheater dengan pipa baja biasa.

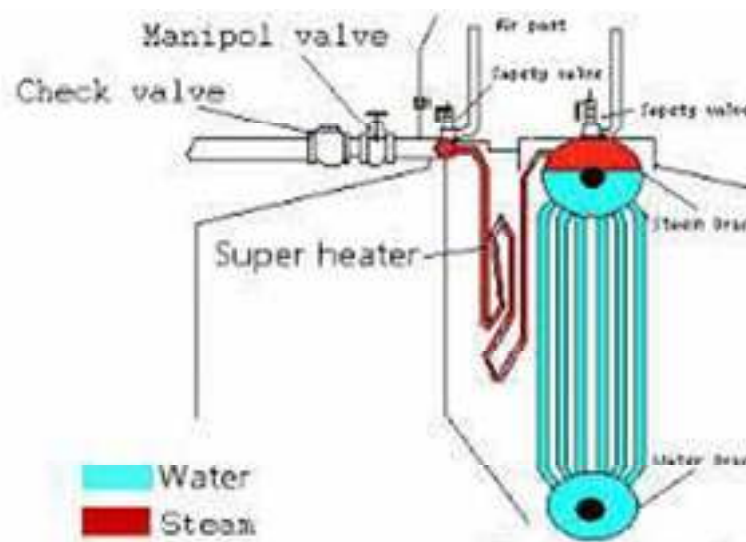
Superheater yang tidak dilengkapi dengan pembuangan atau drain akan selalu menyimpan air condensate pada saat pembakaran dihentikan. Makin banyak condensate yang terkumpul disitu, makin banyak pula panas yang dibutuhkan untuk mendidihkan air dalam pipa superheater, supaya pipa superheater bebas dari air. Pada saat pemanasan pertama, biasanya membutuhkan waktu yang lama untuk membersihkan pipa superheater dari air, karena banyak air yang terjebak di pipa superheater sesudah diadakan hydrostatis test.

Cara termudah untuk membuang air tersebut adalah dengan menguapkannya. Cara ini mengakibatkan kontrol dari suhu gas selama penaikan tekana menjadi sangat penting, untuk mencegah panas berlebihan pada pipa yang tidak dilalui oleh uap karena terhambat oleh air. Hal tersebut juga mengharuskan pembukaan penuh katup pelepas (air vent) pada superheater sebelum pemanasan

ketel dimulai, dan katub haruslah tetap terbuka sampai dicapai aliran uap dari ketel pada pipa utama  $\pm 10\%$  dari kapasitas ketel.

Hal yang menjadi catatan penting adalah bahwa ada uap mengalir melalui vent tidaklah berarti bahwa semua pipa superheater telah dilalui uap, beberapa kemungkinan masih mengandung air yang terjebak di dalamnya dan bila pemanasan berlangsung cepat, pada saat itu pipa dapat mengalami panas berlebihan (pada bagian permukaan air yang terjebak) karena tidak ada aliran uap didalamnya.

Saat penghentian operasi dai ketel katub pelepas superheater harus dibuka sebelum menutup katub uap utama dan juga pada setiap saat dimana dimana uap yang melewati katub utama lebih kecil dari 10% dari kapasitas ketel, seperti yang sudah tersebut diatas. Kemungkinan pipa superheater mengalami panas berlebihan pada saat katub uap ditutup bila ketel masih sangat panas, yaitu pada saat baru berhenti ketel masih mengandung banyak bagasse atau abu panas diatas fire grate yang masih dapat terbakar.



**Gambar 2.11** Ilustrasi Superheater

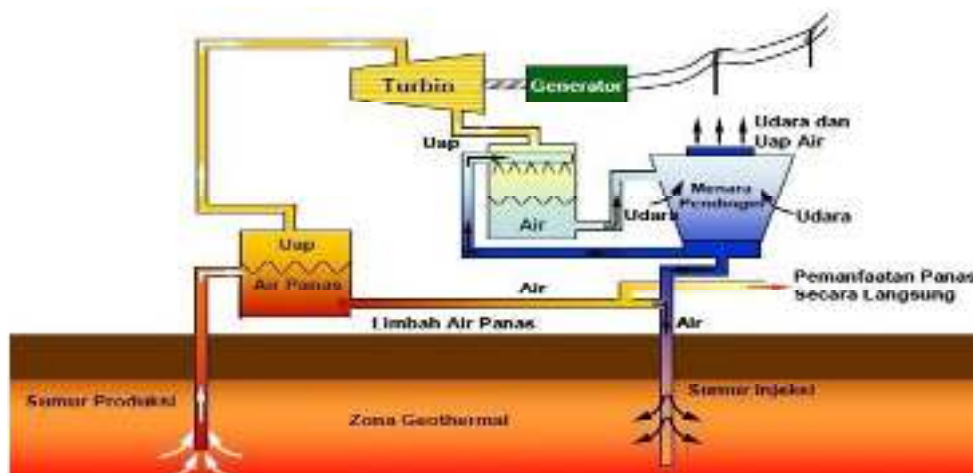
## BAB III

### PENENTUAN SPESIFIKASI TURBIN UAP

#### 3.1 Studi Literatur dan Data dari Hasil Survey

Studi literatur ini menjelaskan tentang tahap-tahap yang dilakukan dalam suatu penelitian. Studi literatur harus ditetapkan sebelum penelitian dilakukan, sehingga penelitian dapat dilakukan dengan baik dan terarah. Untuk menunjang penelitian yang baik dan terarah maka metodologi dilakukan sebagaimana mestinya dengan mempertimbangkan hasil yang akan di tetapkan.

Dalam pembahasan mengenai Turbin Uap cukup luas, maka untuk mempermudah dalam penyelesaian Tugas Akhir ini penyusun mengambil alternative dengan mengoptimalkan kinerja salah satu bagian materi yang dianggap perlu untuk diperhatikan yaitu mengenai pengoperasian dan pemeliharaan. Hasil survey dilakukan berupa kajian-kajian buku panduan yang dilakukan langsung dalam ruang mesin untuk melihat tekanan-tekanan turbin uap secara langsung, dan hasil survey lapangan yang langsung dipraktekkan akan menjadi tanggung jawab supaya lebih dipahami. Berikut ini adalah gambar yang menunjukkan bagaimana pembangkit listrik tenaga panas bumi bekerja :



**Gambar 3.1** Proses kerja pembangkit listrik tenaga panas bumi



Proses kerjanya :

1. Sumber panas utama dalam system ini adalah panas dari batuan yang ada di perut bumi. Di gambar tersebut diperlihatkan bahwa letak batuan tersebut berada di kedalaman 4000-6000 m, dengan lebar 500-1000 m.
2. Batuan panas ini digunakan untuk memasak air sehingga menghasilkan uap. Uap air tersebut akan naik ke permukaan melalui sumur produksi.
3. Uap yang dihasilkan ini akan dialirkan ke alat konversi panas, lalu dialirkan ke turbine uap, dan setelah dialirkan ke turbin uap, uap sisanya akan di ekstraksi dan diinjeksikan kembali kedalam perut bumi.
4. Turbin ini terhubung dengan generator listrik, pemanfaat uap untuk menghasilkan listrik bisa beragam. Tergantung dari teknologi yang digunakan.
5. Listrik yang dihasilkan akan dikirim ke gardu induk untuk dikirim ke pengguna melalui jaringan transmisi.

### **3.2 Prosedur Perancangan**

Adapun tahapan perancangan yang dilakukan dalam tugas akhir ini sebagai berikut:

1. Studi literatur

Studi literatur dilakukan untuk memahami teori dasar yang berkaitan dengan pelaksanaan tugas akhir. Penulis melakukan studi literatur tentang perancangan turbin uap tenaga panas bumi untuk pembangkit tenaga listrik. Adapun literatur tersebut diperoleh dari sumber buku, referensi serta browsing.

## 2. Pengumpulan Data

Pengumpulan data dilakukan untuk proses perhitungan turbine steam dan generator steam. Adapun untuk pengumpulan data karakteristik uap panas bumi, penulis melakukan wawancara dan observasi langsung ke lapangan. Sedangkan untuk pengumpulan data karakteristik yang dibutuhkan untuk turbin uap, penulis melakukan studi literatur terhadap sumber buku dan referensi.

## 3. Perhitungan efisiensi turbin dan efisiensi generator

Perhitungan ini dilakukan untuk memperoleh hasil yang digunakan sebagai materi perancangan turbin uap.

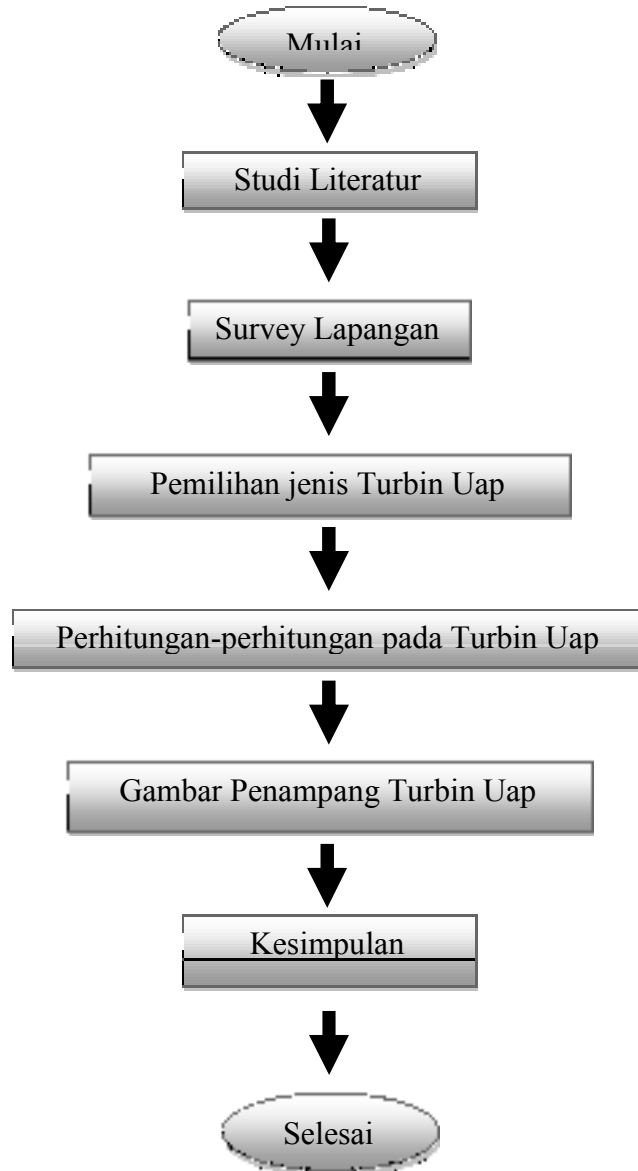
## 4. Detail drawing

Menggambar 2 dimensi secara detail komponen-komponen turbin dan generator yang telah didesain dengan menggunakan Software Auto Cad.

## 5. Pembahasan dan kesimpulan

Membahas serta memberikan kesimpulan terhadap hasil-hasil perancangan turbin uap yang telah diperoleh.

### 3.3 Diagram Alir Perancangan



### **3.4 Pemilihan Jenis Turbin Uap**

Dalam bab II sebelumnya telah dijelaskan tinjauan termodinamika untuk turbin uap, jenis-jenis turbin uap dan pertimbangan kerugian-kerugian yang akan terjadi dalam siklus yang akan mempengaruhi efisiensi dalam turbin uap tersebut. Turbin uap yang akan dirancang akan digunakan sebagai penggerak generator listrik. Dengan mempertimbangkan kelebihan dan kekurangan setiap jenis turbin serta pertimbangan pada daya dan putaran yang akan dihasilkan, maka dalam perancangan ini dipilih jenis turbin uap impuls jenis curtis. Adapun alasan pemilihan jenis turbin ini adalah karena pada turbin yang dirancang hampir semua tekanan uap yang masuk pada sudu sebelumnya dapat dimanfaatkan kembali pada sudu tingkat selanjutnya agar selanjutnya uap dapat dirubah menjadi energi mekanis pada turbin.

Turbin uap impuls jenis curtis banyak dipakai di bidang industri sebagai penggerak mula untuk generator listrik kapasitas besar. Hal ini disebabkan kemampuannya menghasilkan daya yang lebih besar dibandingkan dengan turbin tingkat tunggal, sesuai untuk kondisi tekanan uap yang tinggi, dorongan aksial serta diameter tingkat akhir yang besar dan yang biasanya terjadi pada turbin impuls murni dapat diatasi dengan derajat reaksi.

Dalam perancangan ini, turbin impuls curtis mempunyai ekstraksi uap yang akan diumpankan pada air umpan pengisian ketel. Dengan membuat analisa perhitungan penurunan kalor dan fraksi massa serta laju aliran massa uap akan dapat ditentukan daya akhir yang akan dihasilkan jenis turbin curtis yang sesuai untuk dipakai untuk instalasi pembangkit listrik tenaga uap. Alasan dan pertimbangan dalam pemilihan jenis turbin ini adalah :

#### **1. Pertimbangan efisiensi dan keandalan**

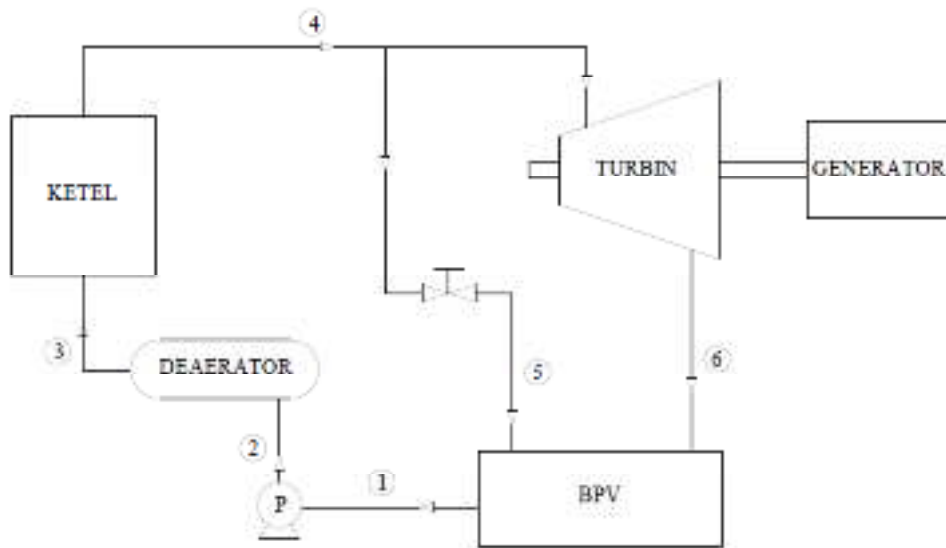
Turbin curtis mempunyai efisiensi yang tinggi sehingga energi potensial uap dapat dimanfaatkan seefisien mungkin.

#### **2. Segi Pemeliharaan**

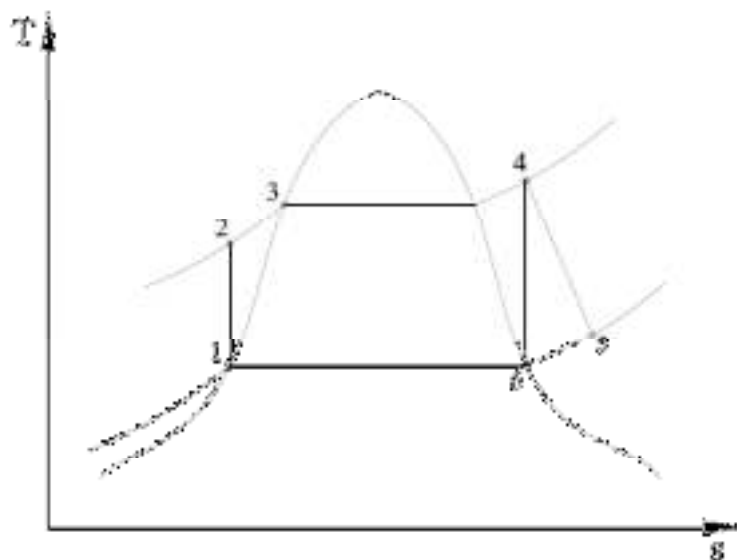
Perawatan dan pemakaian turbin impuls relatif tidak sulit.

### 3. Segi Kontruksi

Konstruksi turbin curtis lebih sederhana jika dibandingkan dengan turbin jenis parson, dari segi pengadaan komponen mudah didapatkan seperti pengadaan nozel, sudu, bantalan dan sebagainya.



**Gambar 3.2** Instalasi Pembangkit Tenaga dari Perancangan Turbin Uap



**Gambar 3.3** Diagram T-s

### 3.5 Perhitungan Penurunan Kalor pada Turbin

Untuk membangkitkan energi listrik pada generator, dibutuhkan sejumlah uap pada kondisi tertentu untuk memutar turbin, kemudian turbin akan memutar generator.

Berdasarkan data spesifikasi, diperoleh kondisi-kondisi uap sebagai berikut :

1. Tekanan uap masuk : 20 bar
2. Temperatur uap masuk : 280 °C
3. Tekanan uap keluar : 2 bar
4. Temperatur uap keluar : 120,2 °C

#### Analisa Termodinamika untuk Penurunan Kalor

Pada gambar diagram Mollier pada tekanan 20 bar dan suhu 280 °C titik  $A_0$  yang merupakan titik untuk menunjukkan kondisi uap kering, diperoleh :

$$h_0 = 698,624 \text{ kkal/kg}$$

Kemudia melalui titik  $A_0$  ditarik garis adiabatik hingga mencapai tekanan 0,1 bar pada titik  $A_{1t}$ , sehingga diperoleh :

$$h_{1t} = 613,834 \text{ kkal/kg}$$

Maka penurunan kalor :

$$\Delta h = 698,624 \text{ kkal/kg} - 613,834 \text{ kkal/kg} = 84,79 \text{ kkal/kg}$$

Kerugian pada katup pengatur diambil 5% dari tekanan uap kering.

Penurunan tekanan pada katup pengatur :

$$\Delta P = 0,05 \times P_0 \quad \dots(\text{Lit.7, hal.60})$$

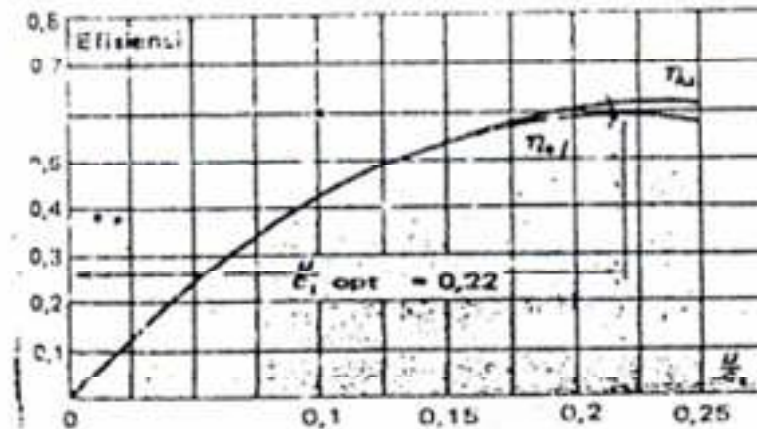
$$\Delta P = 0,05 \times 20 \text{ bar}$$

$$\Delta P = 1 \text{ bar}$$

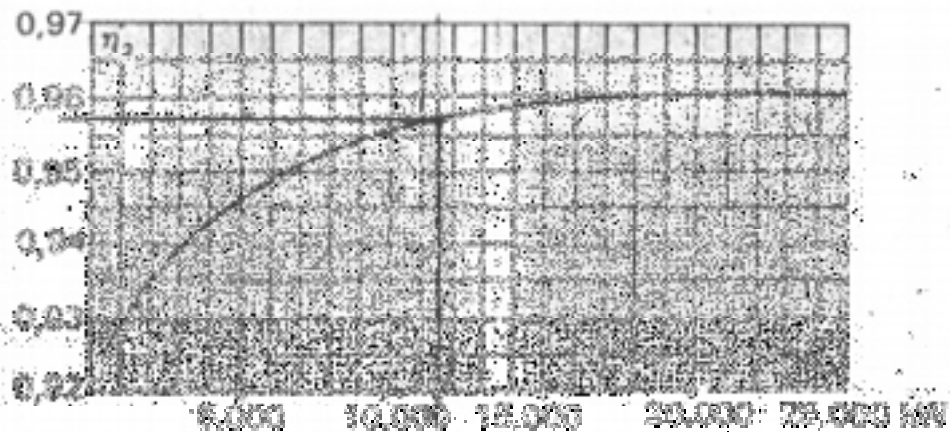


### 3.6 Menentukan Massa Aliran

Efisiensi dalam relatif turbin ( $\eta_{oi}$ ) untuk perhitungan sementara diambil sebesar 0,58 yang diperoleh dari grafik efisiensi turbin dengan dua tingkat kecepatan sebagai fungsi  $u/c_1$ , untuk harga optimum sebesar 0,22.



**Gambar 3.5** Efisiensi turbin impuls dengan dua tingkat kecepatan



**Gambar 3.6** Efisiensi Generator

Dengan mengambil daya yang direncanakan sebesar 1250 kVA, maka nilai-nilai dari berbagai efisiensi pada turbin dapat ditentukan dari gambar, untuk efisiensi



generator ( $\eta_g$ ) = 0,9444, efisiensi mekanis ( $\eta_m$ ) = 0,986, untuk efisiensi roda gigi ( $\eta_r$ ) = 0,9408.

Sehingga dari persamaan 
$$G = \frac{860N_e}{3000 \cdot H_0 \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_r \cdot \eta_g} \text{ kg/det}$$

Dimana :

$N_e$  = daya nominal pada terminal generator, yaitu sebesar 1000 kW

$H_0$  = penurunan kalor turbin

$\eta_{oi}$  = efisiensi dalam relatif turbin

$\eta_m$  = efisiensi mekanis turbin, yaitu  $\eta_m = 0,986$  (gambar 3.5)

$\eta_r$  = efisiensi roda gigi

$\eta_g$  = efisiensi generator, yaitu  $\eta_g = 0,944$  (gambar 3.6)

Untuk turbin yang direncanakan didapat massa aliran uap sebesar :

$$G = \frac{860 \times 1000}{(3000) \cdot (84,79) \cdot (0,58) \cdot (0,986) \cdot (0,940) \cdot (0,9444)} \text{ kg/det}$$

$$G = 5,544 \text{ kg/det}$$

### 3.7 Perhitungan Daya Generator Listrik

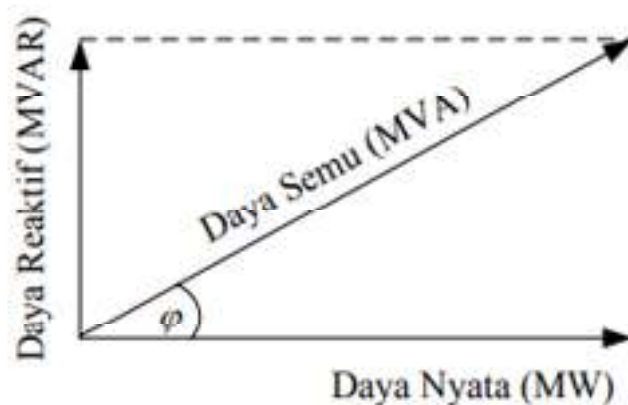
Faktor daya atau faktor kali yang disebut dengan  $\cos(\varphi)$  besarnya tidak konstan tergantung pada beban listrik yang digunakan. Ada 2 unsur yang terpakai dalam proses konversi daya, yaitu :

1. Daya keluaran atau daya nyata ( $V.I \cos \varphi$ ) yang digunakan dalam satuan Watt. Dikatakan daya nyata, karena besaran inilah yang dipakai dalam proses konversi daya.
2. Daya reaktif ( $V.I \sin \varphi$ ) yang diukur dengan satuan MVAR. Daya ini hanya membebani biaya inventasi, bukan biaya operasi, yang sebenarnya tidak mempengaruhi suatu proses konversi daya.

Suatu beban membutuhkan daya reaktif karena :

- a. Karakteristik beban itu sendiri.
- b. Proses konversi daya di dalam alat itu sendiri.

Dari penjelasan di atas, maka daya yang harus disuplai oleh turbin uap ke generator harus dapat memenuhi kebutuhan daya nyata dan daya reaktif. Diagram pada gambar di bawah ini menggambarkan daya yang bekerja pada generator listrik.



**Gambar 3.7** Diagram daya yang harus disuplai turbin uap ke generator

Dari gambar 3.7 di atas, dapat disimpulkan bahwa daya yang dibutuhkan oleh generator adalah daya semu (MVA) dan daya terpasang generator adalah daya nyata (MW), maka :

$$P = P_G \cdot \cos\varphi$$

Dimana :

P = daya terpasang generator listrik = 1 MW

$P_G$  = daya yang dibutuhkan generator listrik (MVA)

$\cos\varphi$  = faktor daya yang besarnya 0,6 – 0,9, harga yang tergantung pada pembebanan umumnya diambil  $\cos\varphi = 0,8$ . Dengan demikian dari persamaan di atas :

$$P_G = \frac{P}{\cos\varphi} = \frac{1}{0,8} = 1,25 \text{ MVA}$$

Maka daya transmisi pada roda gigi ( $P_t$ ) :

$$P_t = \frac{P_G}{\eta_g \eta_{tz}} = \frac{1,25}{(0,955)(0,9408)} = 1,391 \text{ MW}$$

$\eta_{tz}$  = efisiensi roda gigi yang di tentukan dari gambar 3.3 = 0,9408.

### 3.8 Segitiga Kecepatan Turbin dengan Dua Tingkat Kecepatan

Dengan merancang turbin terdiri dari dua baris sudu (dua tingkat kecepatan) dan mengambil harga ( $u/c_1$ ) optimum sebesar 0,22 dan koefisien kecepatan ( $\varphi$ ) sebesar 0,95 maka kecepatan absolute uap keluar nozel :

$$C_1 = 91,5\varphi\sqrt{h_0} = 91,5(0,95)\sqrt{84,79} = 800,42 \text{ m/det} \dots(\text{Lit.7, hal.80})$$

Kecepatan uap keluar teoritis ( $C_{1t}$ ) adalah

$$C_{1t} = \frac{C_1}{\varphi} = \frac{800,42}{0,95} = 842,55 \text{ m/det} \dots(\text{Lit.7, hal.24})$$

Kecepatan keliling sudu :

$$U = (u/c_1) \times C_1 \quad \dots(\text{Lit.7, hal.85})$$

$$U = 0,22 \times 800,42$$

$$U = 176,09 \text{ m/det}$$

Dengan mengambil sudut uap masuk  $\alpha_1$  sebesar  $20^\circ$ , diperoleh kecepatan relatif uap memasuki sudu gerak baris pertama ( $W_1$ ) :

$$W_1 = \sqrt{C_1^2 + U^2 - 2UC_1 \cos \alpha_1} \quad \dots(\text{Lit.7, hal.33})$$

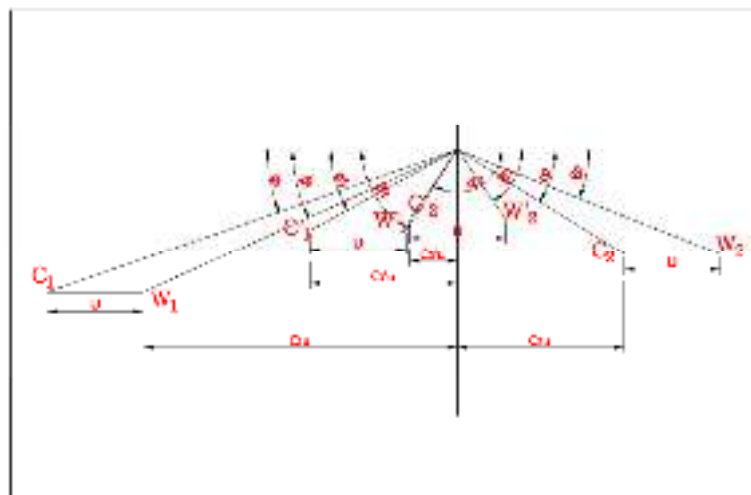
$$W_1 = \sqrt{(800,42)^2 + (176,09)^2 - 2(176,09)(800,42) \cos 20^\circ}$$

$$W_1 = 637,80 \text{ m/det}$$

Sudut kecepatan relatif uap memasuki sudu gerak baris pertama :

$$\sin \beta_1 = \frac{C_1}{W_1} \sin \alpha_1 = \frac{800,42}{637,80} \sin 20^\circ \quad \dots(\text{Lit.7, hal.34})$$

$$\beta_1 = 25,42^\circ$$



**Gambar 3.8** Segitiga kecepatan untuk turbin impuls dengan dua tingkat kecepatan

Kecepatan relatif uap pada sisi keluar sudu gerak I, dimana koefisien sudu-sudu baris pertama  $\psi$  diambil 0,82.

$$W_2 = \psi \times W_1 = 0,82 \times 637,80 = 522,996 \text{ m/det}$$

Dengan mengambil sudut relatif keluar sudu ( $\beta_2$ ) lebih kecil  $3^\circ$  dari sudut kecepatan relatif masuk uap :  $\beta_2 = 25,42^\circ - 3^\circ = 22,42^\circ$ ,

diperoleh kecepatan absolut uap keluar sudu gerak I :

$$C_2 = \sqrt{W_2^2 + U^2 - 2UW_2 \cos \beta_2} \quad \dots(\text{Lit.7, hal.34})$$

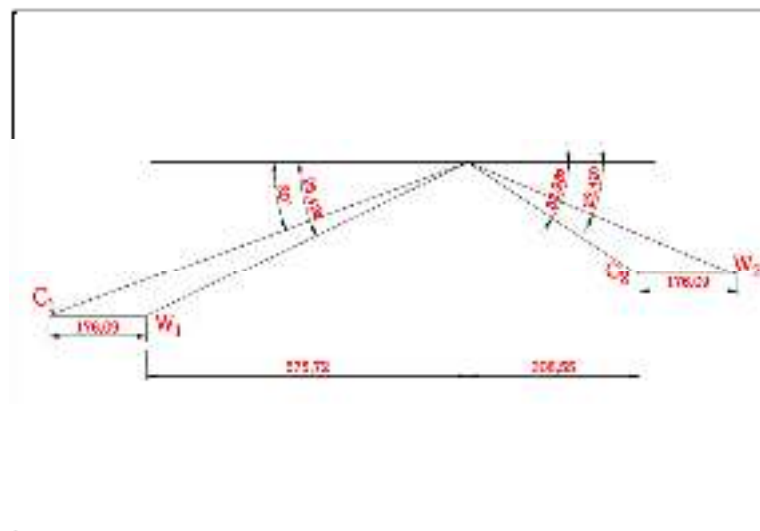
$$C_2 = \sqrt{(522,996)^2 + (176,09)^2 - 2(176,09)(522,996) \cos 22,42^\circ}$$

$$C_2 = 366,42 \text{ m/det}$$

Sudut kecepatan keluar absolute uap keluar sudu gerak I :

$$\sin \alpha_2 = \frac{W_2}{C_2} \sin \beta_2 = \frac{522,996}{366,42} \sin 22,42^\circ$$

$$\alpha_2 = 32,98^\circ$$



**Gambar 3.9** Segitiga kecepatan untuk turbin impuls kecepatan pertama

Kerugian kalor pada nozel :

$$h_n = \frac{c_{1t}^2 - c_1^2}{8378} \quad \dots(\text{Lit.7, hal.25})$$

$$h_n = \frac{(842,55)^2 - (800,42)^2}{8378}$$

$$h_n = 8,26 \text{ kkal/kg}$$

Kerugian kalor pada sudu gerak I :

$$h'_b = \frac{W_1^2 - W_2^2}{8378} \quad \dots(\text{Lit.7, hal.85})$$

$$h'_b = \frac{(637,80)^2 - (522,996)^2}{8378}$$

$$h'_b = 15,91 \text{ kkal/kg}$$

Kecepatan absolute uap masuk sudu gerak I :

$$C'_1 = \psi_{gb} C_2 \quad \dots(\text{Lit.7, hal.34})$$

$$C'_1 = 0,85(366,42)$$

$$C'_1 = 311,46 \text{ m/det}$$

Dimana :  $\psi_{gb}$  adalah koefisien sudu pengarah

Sudut pengarah pada sisi keluar :

$$\alpha'_1 = \alpha_2 - 3^0$$

$$\alpha'_1 = 32,98^0 - 3^0$$

$$\alpha'_1 = 29,98^0$$

Kecepatan relatif uap pada sisi masuk sudu gerak II :

$$W'_1 = \sqrt{C_1'^2 + U^2 - 2UC_1' \cos \alpha'_1}$$

$$W'_1 = \sqrt{(311,46)^2 + (176,09)^2 - 2(176,09)(311,46) \cos 29,98^\circ}$$

$$W'_1 = 181,66 \text{ m/det}$$

Sudut kecepatan relatif uap masuk ke sudu gerak II :

$$\sin \beta'_1 = \frac{C_1'}{W'_1} \sin \alpha'_1 = \frac{311,46}{181,66} \sin 29,98^\circ$$

$$\sin \beta'_1 = 58,95^\circ$$

Kecepatan relatif uap keluar sudu gerak II :

$$W'_2 = \psi \cdot W'_1 = 0,88 \times 181,66 = 159,86 \text{ m/det}$$

Sudut keluar relatif uap keluar sudu gerak baris II :

$$C_2' = \sqrt{W_2'^2 + U^2 - 2UW_2' \cos \beta'_2}$$

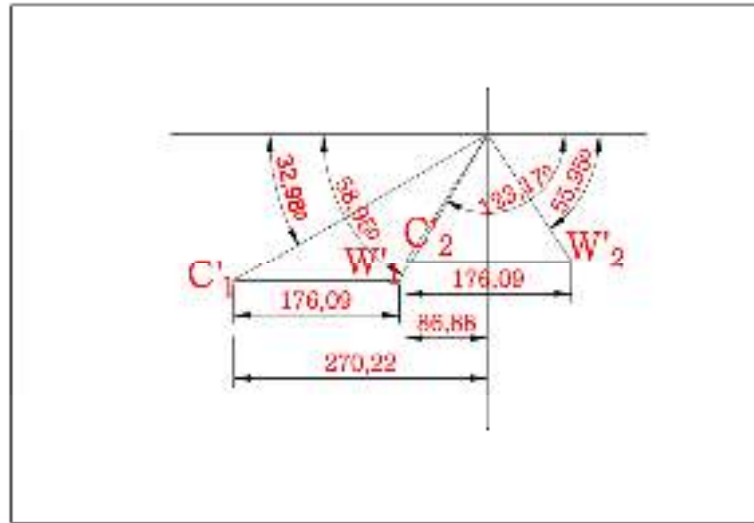
$$C_2' = \sqrt{(159,86)^2 + (176,09)^2 - 2(176,09)(159,86) \cos 55,95^\circ}$$

$$C_2' = 158,24 \text{ m/det}$$

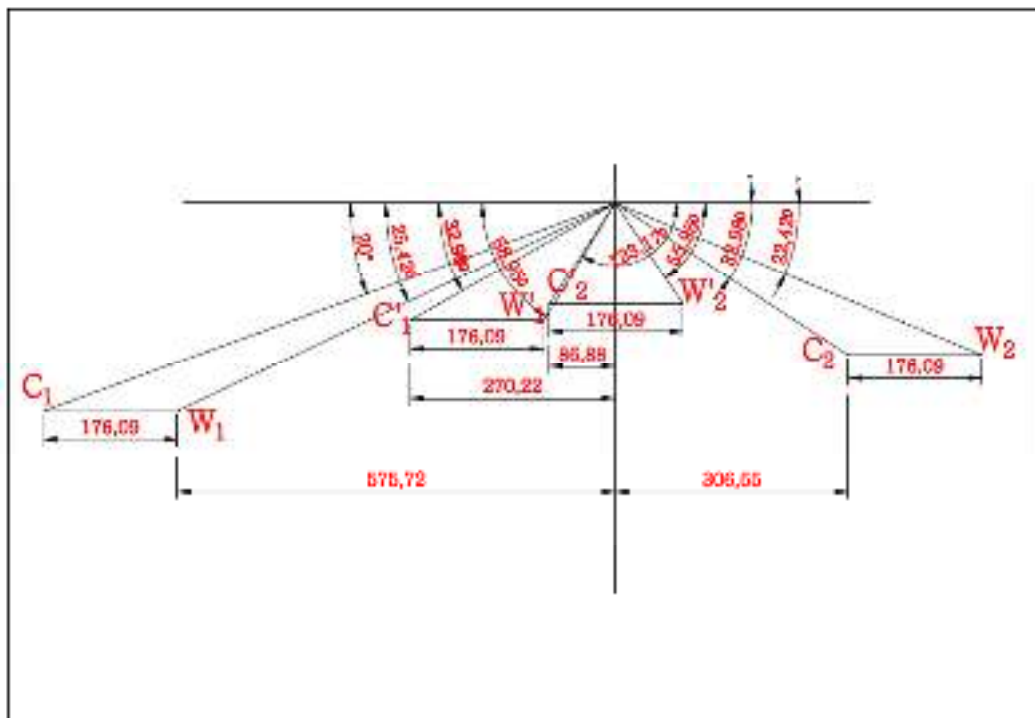
Sudut keluar absolute uap sudu gerak II :

$$\sin(180 - \alpha'_2) = \frac{W_2'}{C_2'} \sin \beta'_2 = \frac{159,86}{158,24} \sin 55,95^\circ$$

$$\sin \alpha'_2 = 123,17^\circ$$



**Gambar 3.10** Segitiga kecepatan untuk turbin impuls kecepatan kedua



**Gambar 3.11** Segitiga kecepatan untuk turbin impuls kecepatan pertama dan kedua



Dari hasil perhitungan diatas, diperoleh data-data seperti table 3.1 berikut :

**Tabel 3.1** Besaran dari komponen-komponen kecepatan uap

| No. | Parameter  |             | Satuan             | Tingkat Kecepatan |        |
|-----|------------|-------------|--------------------|-------------------|--------|
|     | I          | II          |                    | I                 | II     |
| 1   | $C_1$      | $C'_1$      | m/s                | 800,42            | 311,46 |
| 2   | $C_2$      | $C'_2$      | m/s                | 366,42            | 158,24 |
| 3   | $W_1$      | $W'_1$      | m/s                | 637,80            | 181,66 |
| 4   | $W_2$      | $W'_2$      | m/s                | 522,996           | 159,86 |
| 5   | $\alpha_1$ | $\alpha'_1$ | $^{\circ}\text{C}$ | 20                | 29,98  |
| 6   | $\alpha_2$ | $\alpha'_2$ | $^{\circ}\text{C}$ | 32,98             | 123,17 |
| 7   | $\beta_1$  | $\beta'_1$  | $^{\circ}\text{C}$ | 25,42             | 58,95  |
| 8   | $\beta_2$  | $\beta'_2$  | $^{\circ}\text{C}$ | 22,42             | 55,95  |

Kerugian kalor pada sudu pengarah :

$$h_{gb} = \frac{C_2^2 - (C'_2)^2}{8378}$$

$$h_{gb} = \frac{(366,42)^2 - (311,46)^2}{8378}$$

$$h_{gb} = 4,45 \text{ kkal/kg}$$

Kerugian kalor pada sudu gerak baris kedua :

$$h''_b = \frac{W_1'^2 - W_2'^2}{8378} \quad \dots(\text{Lit.7, hal.86})$$

$$h''_b = \frac{(181,66)^2 - (159,86)^2}{8378}$$

$$h''_b = 0,89 \text{ kkal/kg}$$

Kerugian kalor akibat kecepatan keluar :

$$h_e = \frac{c_2'^2}{8378} \quad \dots(\text{Lit.7, hal.63})$$

$$h_e = \frac{(158,24)^2}{8378}$$

$$h_e = 2,99 \text{ kkal/kg}$$

Efisiensi pada keliling cakram dihitung melalui persamaan :

$$\eta_u = \frac{2U\{(C_1u + c_1'u) + (C_2u - C_2'u)\}}{C_1^2}$$

Dimana :

$$C_1u = C_1 \times \cos\alpha_1 = 800,42 \times \cos 20^\circ = 752,15 \text{ m/det}$$

$$C_2u = C_2 \times \cos\alpha_2 = 366,42 \times \cos 32,98^\circ = 307,38 \text{ m/det}$$

$$C_1'u = C_1' \times \cos\alpha_1' = 311,46 \times \cos 29,98^\circ = 269,79 \text{ m/det}$$

$$C_2'u = C_2' \times \cos\alpha_2' = 158,24 \times \cos 123,17^\circ = -86,58 \text{ m/det}$$

$$\eta_u = \frac{2(176,09)\{(752,15 + 269,79) + (307,38 - 86,58)\}}{800,2^2}$$

$$\eta_u = 0,670$$

Untuk memeriksa ketepatan perhitungan kerugian-kerugian kalor yang diperoleh diatas hasilnya dibandingkan dengan hasil-hasil yang diperoleh untuk nilai  $u/c_1$  yang optimum :

$$\eta_u = \frac{H_0 - (h_n + h_b' + h_{gb} + h_b'' + h_e)}{H_0} \quad \dots(\text{Lit.5, hal.71})$$

$$\eta_u = \frac{84,79 - (8,26 + 15,91 + 4,45 + 0,89 + 2,99)}{84,79}$$

$$\eta_u = 0,659$$

Kesalahan perhitungan :

$$\left| \frac{0,670 - 0,659}{0,673} \right| \times 100\% = 1,63\%$$

Persen error < 2%

Kerugian akibat gesekan cakram dan kerugian pengadukan ditentukan dari :

$$h_{gca} = \frac{102N_{gca}}{427 G} \quad \dots(\text{Lit.7, hal.64})$$

Dimana :

$\lambda$  = koefisien uap panas lanjut, antara 1,1 dan 1,2, dan untuk uap jenuh sama dengan 1,3.

$\gamma = 1/0,2774 = 3,6049 \text{ kg/m}^3$  adalah volume spesifik uap sesudah nozel.

$d$  = diameter rata-rata sudu.

$$d = \frac{60U}{\pi \cdot n} = \frac{60(176,09)}{\pi(5000)} = 0,672 \text{ m}$$

Maka :

$$N_{gca} = \lambda(1,07)d^2 \frac{u^3}{10^6} \gamma \quad \dots(\text{Lit.7, hal.64})$$

$$N_{gca} = 1,3(1,07)(0,672)^2 \frac{(176,09)^3}{10^6} 3,6049$$

$$N_{gca} = 12,364 \text{ kW}$$

Sehingga kerugian akibat gesekan cakram dan kerugian pengadukan diperoleh :

$$h_{gca} = \frac{102N_{gca}}{427 G} \quad \dots(\text{Lit.7, hal.64})$$

$$h_{gca} = \frac{102(12,364)}{427(5,544)}$$

$$h_{gca} = 0,53 \text{ kkal/kg}$$

Penurunan kalor yang dimanfaatkan dalam turbin sebesar :

$$H_i = H_0 - (h_n + h'_b + h_{gb} + h''_b + h_e + h_{gca})$$

$$H_i = 84,79 - (8,26 + 15,91 + 4,45 + 0,89 + 2,99 + 0,53)$$

$$H_i = 51,76 \text{ kkal/kg}$$

Maka :

$$\eta_{oi} = \frac{H_i}{H_0} \quad \dots(\text{Lit.5, hal.71})$$

$$\eta_{oi} = \frac{51,76}{84,79}$$

$$\eta_{oi} = 0,608$$

Dari nilai  $\eta_{oi}$  ini dapat dicari nilai massa aliran yang tepat melalui turbin :

$$G_0 = \frac{860N_E}{3600 \cdot H_0 \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_r \cdot \eta_g}$$

$$G_0 = \frac{860(1327)}{3600(84,79)(0,608)(0,986)(0,9408)(0,944)}$$

$$G_0 = 7,022 \text{ kkal/det}$$

Jika terdapat ketidak sesuaian lebih dari 2% kerugian energi ( $h_{gca}$ ) harus dievaluasi ulang dan diperoleh nilai massa aliran yang sebenarnya.

Perbedaan antara massa aliran uap yang diperoleh dari perhitungan pendahuluan dan dari perhitungan akhir adalah :

$$\Delta G = \left| \frac{7,022 - 5,544}{7,022} \right| \times 100\%$$

$$\Delta G = 0,21\%$$

Karena ketidak sesuaian masih pada batas-batas yang diijinkan, oleh karena itu perhitungan tidak perlu di ulang lagi.

Dari hasil perhitungan diatas, diperoleh data-data seperti table 3.2 berikut

**Tabel 3.2** Besaran komponen-komponen segitiga kecepatan

| No. | Parameter       | Satuan         | Hasil   |
|-----|-----------------|----------------|---------|
| 1   | U               | m/s            | 176,09  |
| 2   | C <sub>1t</sub> | m/s            | 842,55  |
| 3   | $\beta_1$       | <sup>0</sup> C | 25,42   |
| 4   | $\beta_2$       | <sup>0</sup> C | 22,42   |
| 5   | $\Psi$          | -              | 0,88    |
| 6   | W <sub>2</sub>  | m/s            | 522,996 |
| 7   | C <sub>2</sub>  | m/s            | 366,42  |
| 8   | $\alpha_2$      | <sup>0</sup> C | 32,98   |
| 9   | $\alpha_1$      | <sup>0</sup> C | 29,98   |
| 10  | $\phi$          | -              | 0,97    |
| 11  | C <sub>1</sub>  | m/s            | 311,46  |
| 12  | W <sub>1</sub>  | m/s            | 181,66  |
| 13  | $\beta_1$       | <sup>0</sup> C | 58,95   |
| 14  | $\beta_2$       | <sup>0</sup> C | 55,95   |
| 15  | W <sub>2</sub>  | m/s            | 159,86  |
| 16  | C <sub>2</sub>  | m/s            | 158,24  |
| 17  | $\alpha_2$      | <sup>0</sup> C | 123,17  |
| 18  | h <sub>n</sub>  | kkal/kg        | 8,26    |

|    |             |          |        |
|----|-------------|----------|--------|
| 19 | $h_b$       | kkal/kg  | 15,91  |
| 20 | $h_{gb}$    | kkal/kg  | 4,45   |
| 21 | $h''_b$     | kkal/kg  | 0,89   |
| 22 | $h_e$       | kkal/kg  | 2,99   |
| 23 | $\eta_u$    | %        | 0,670  |
| 24 | $h_{gca}$   | kkal/kg  | 0,53   |
| 25 | $N_{gca}$   | kW       | 12,364 |
| 26 | $H_i$       | kkal/kg  | 51,76  |
| 27 | $\eta_{oi}$ | %        | 0,608  |
| 28 | $G_0$       | kkal/det | 7,022  |
| 29 | $\Delta G$  | %        | 0,21   |

### 3.9 Daya Turbin Uap

Daya dalam turbin uap ( $N_i$ ) :

$$N_i = \frac{427G_0h_i}{102} \quad \dots(\text{Lit.5, hal.71})$$

$$N_i = \frac{427(7,022)(50,39)}{102}$$

$$N_i = 1481,256 \text{ kW}$$

Daya efektif ( $N_{efek}$ ) :

$$N_{efek} = N_i\eta_m \quad \dots(\text{Lit.5, hal.72})$$

$$N_{efek} = (1481,265)(0,986)$$

$$N_{efek} = 1460,527 \text{ kW}$$

Dimana :

$$\eta_m = \text{efisiensi mekanis yang ditentukan dari gambar 3.3} = 0,986$$

