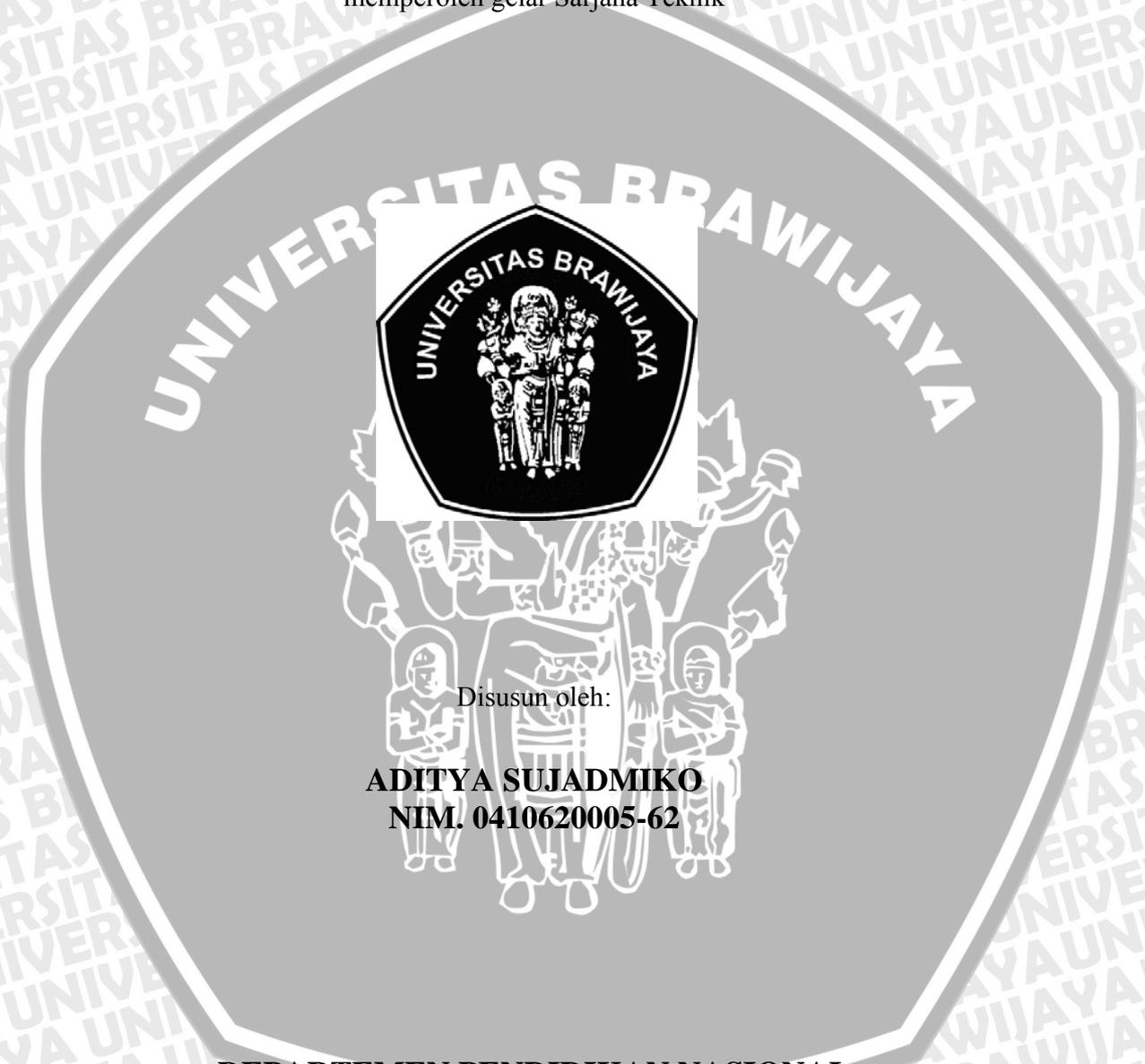


**SKRIPSI**  
**KONSENTRASI KONVERSI ENERGI**

Diajukan untuk memenuhi sebagian persyaratan  
memperoleh gelar Sarjana Teknik



Disusun oleh:

**ADITYA SUJADMIKO**  
**NIM. 0410620005-62**

**DEPARTEMEN PENDIDIKAN NASIONAL**  
**UNIVERSITAS BRAWIJAYA**  
**FAKULTAS TEKNIK**  
**JURUSAN MESIN**  
**MALANG**  
**2009**



**LEMBAR PERSETUJUAN**

**PERENCANAAN KOMPRESOR UNTUK TURBIN GAS MIKRO  
BERBAHAN BAKAR LPG (*Liquefied Petroleum Gas*)**

**SKRIPSI  
KONSENTRASI KONVERSI ENERGI**

Diajukan untuk memenuhi persyaratan  
memperoleh gelar Sarjana Teknik



Disusun oleh :

**ADITYA SUJADMIKO**  
**NIM. 0410620005-62**

Telah diperiksa dan disetujui oleh :

**Dosen Pembimbing I**

**Dosen Pembimbing II**

**Prof. Ir. I.N.G.Wardana, M.Eng., Ph D**  
**NIP. 19590703 198303 1 002**

**Ir. Djoko Sutikno, M.Eng.**  
**NIP. 19541009 198303 1 002**

## LEMBAR PENGESAHAN

### PERENCANAAN KOMPRESOR UNTUK TURBIN GAS MIKRO BERBAHAN BAKAR LPG (*Liquefied Petroleum Gas*)

#### SKRIPSI KONSENTRASI KONVERSI ENERGI

Diajukan untuk memenuhi persyaratan  
memperoleh gelar Sarjana Teknik

Disusun oleh:

**ADITYA SUJADMIKO**  
NIM. 0410620005-62

Skripsi ini telah diuji dan dinyatakan lulus pada  
Tanggal 31 Juli 2009

Penguji Skripsi 1

Penguji Skripsi 2

**Dr. Slamet Wahyudi, ST., MT.**  
NIP. 19720903 199702 1 001

**Ir. I Made Gunadiarta, MT.**  
NIP. 19461001 197702 1 001

Penguji Komprehensif

**Ir. Saifuddin Baedowie**  
NIP. 19460703 197009 1 001

Mengetahui,  
Ketua Jurusan Teknik Mesin

**Dr. Slamet Wahyudi, ST., MT.**  
NIP. 19720903 199702 1 001

## KATA PENGANTAR

Alhamdulillah, segala puja dan puji syukur penulis panjatkan kehadirat Allah SWT atas berkat, rahmat serta hidayah-Nya sehingga skripsi yang berjudul **“Perencanaan Kompresor Untuk Turbin Gas Mikro Berbahan Bakar LPG (*Liquefied Petroleum Gas*)”** dapat terselesaikan dengan baik. Shalawat dan salam kepada Rasulullah SAW yang telah menuntun dan memberikan inspirasi kepada penulis.

Pada kesempatan ini penulis menyampaikan ucapan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada :

1. Bapak Dr. H. Slamet Wahyudi., ST, MT selaku Ketua Jurusan Mesin Fakultas Teknik Universitas Brawijaya.
2. Bapak Ir. Tjuk Oebandono, M.Sc selaku Sekretaris Jurusan Mesin Fakultas Teknik Universitas Brawijaya.
3. Bapak Ir. I Made Gunadiarta, MT selaku Ketua Kelompok Konsentrasi Konversi Energi Jurusan Mesin Fakultas Teknik Universitas Brawijaya.
4. Bapak Prof. Ir. I.N.G.Wardana, M.Eng.,Ph D selaku Dosen Pembimbing I yang dengan tulus telah banyak membantu dalam penulisan skripsi ini.
5. Bapak Bapak Ir. Djoko Sutikno, M.Eng selaku Dosen Pembimbing II yang dengan tulus telah banyak membantu dalam penulisan skripsi ini.
6. Kedua orang tua, Bapak Drs. Surya Kencana dan Ibu Dra. Jamila dan saudara-saudariku, Diah Sawitri, Muhammad Solihin dan Budi Raharjo yang saya sayangi yang telah memberikan segalanya.
7. Teman seperjuangan Yogi Pratama. Terima kasih teman.
8. Semua pihak, khususnya Arek Mesin angkatan 2004 yang telah memberi dukungan demi kelancaran pengerjaan skripsi ini.

Penulis menyadari walaupun telah berusaha dengan sebaik-baiknya dalam penyusunan skripsi ini pasti masih jauh dari sempurna dikarenakan keterbatasan pengetahuan dan kemampuan penulis. Maka dengan ini penulis mengharapkan kritik dan saran yang bersifat membangun guna menuju kesempurnaan.

Akhirnya, semoga skripsi ini dapat memberikan manfaat bagi pembaca dan berbagai pihak yang akan mengembangkan skripsi ini.

Malang, Juli 2009

Penyusun

DAFTAR ISI

Halaman

<b>KATA PENGANTAR</b> .....	i
<b>DAFTAR ISI</b> .....	ii
<b>DAFTAR TABEL</b> .....	iv
<b>DAFTAR GAMBAR</b> .....	v
<b>DAFTAR LAMPIRAN</b> .....	vi
<b>RINGKASAN</b> .....	vii
<b>BAB I PENDAHULUAN</b> .....	1
1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Rumusan Masalah .....	2
1.3 Batasan Masalah .....	2
1.4 Tujuan Perencanaan .....	2
1.5 Manfaat Perencanaan .....	2
<b>BAB II TINJAUAN PUSTAKA</b> .....	3
2.1 Pandangan Umum tentang Sistem Turbin Gas .....	3
2.2 Klasifikasi Turbin Gas .....	4
2.3 Siklus Dasar Turbin Gas .....	6
2.4 Termodinamika Siklus Turbin Gas .....	6
2.4.1 Analisa Termodinamika pada Kompresor .....	8
2.5 Komponen Turbin Gas .....	8
2.5.1 <i>Air Inlet Section</i> .....	8
2.5.2 <i>Compressor Section</i> .....	9
2.5.3 <i>Combustion Section</i> .....	10
2.5.4 <i>Turbine Section</i> .....	11
2.6 Turbin Gas Mikro .....	12
2.7 Klasifikasi Kompresor .....	13
2.7.1 Kompresor <i>Positive Displacement</i> .....	13
2.7.2 Kompresor Turbo .....	15





2.8	Bagian-Bagian Kompresor Sentrifugal .....	18
2.8.1	<i>Impeller eye</i> .....	19
2.8.2	Impeler .....	20
2.8.3	Difuser .....	22
2.8.4	<i>Casing</i> .....	25

**BAB III METODE PERENCANAAN** .....

3.1	Metode Perencanaan .....	26
3.2	Tempat dan Waktu Perencanaan .....	26
3.3	Sistematika Penulisan .....	26
3.4	Diagram Alir Perencanaan .....	27

**BAB IV PERENCANAAN KOMPRESOR** .....

4.1	Penentuan Jenis Kompresor .....	28
4.2	Penentuan Dimensi Utama Kompresor .....	28
4.3	Perencanaan Impeler .....	28
4.3.1	Kondisi Udara pada <i>Impeller Eye</i> .....	28
4.3.2	Ukuran Utama Saluran Masuk Impeler .....	30
4.3.3	Ukuran Utama Saluran Keluar Impeler .....	33
4.3.4	Kondisi Udara pada Sisi Keluar .....	37
4.4	Perencanaan Difuser .....	40
4.4.1	Kondisi Udara pada Sisi Masuk .....	40
4.4.2	Kondisi Udara pada Sisi Keluar .....	41
4.5	Bentuk dan Profil Sudu .....	46
4.5.1	Sudu Impeler .....	44
4.5.2	Sudu Difuser .....	45
4.6	<i>Casing</i> .....	46

**BAB V REKAPITULASI HASIL PERENCANAAN DAN SARAN** .....

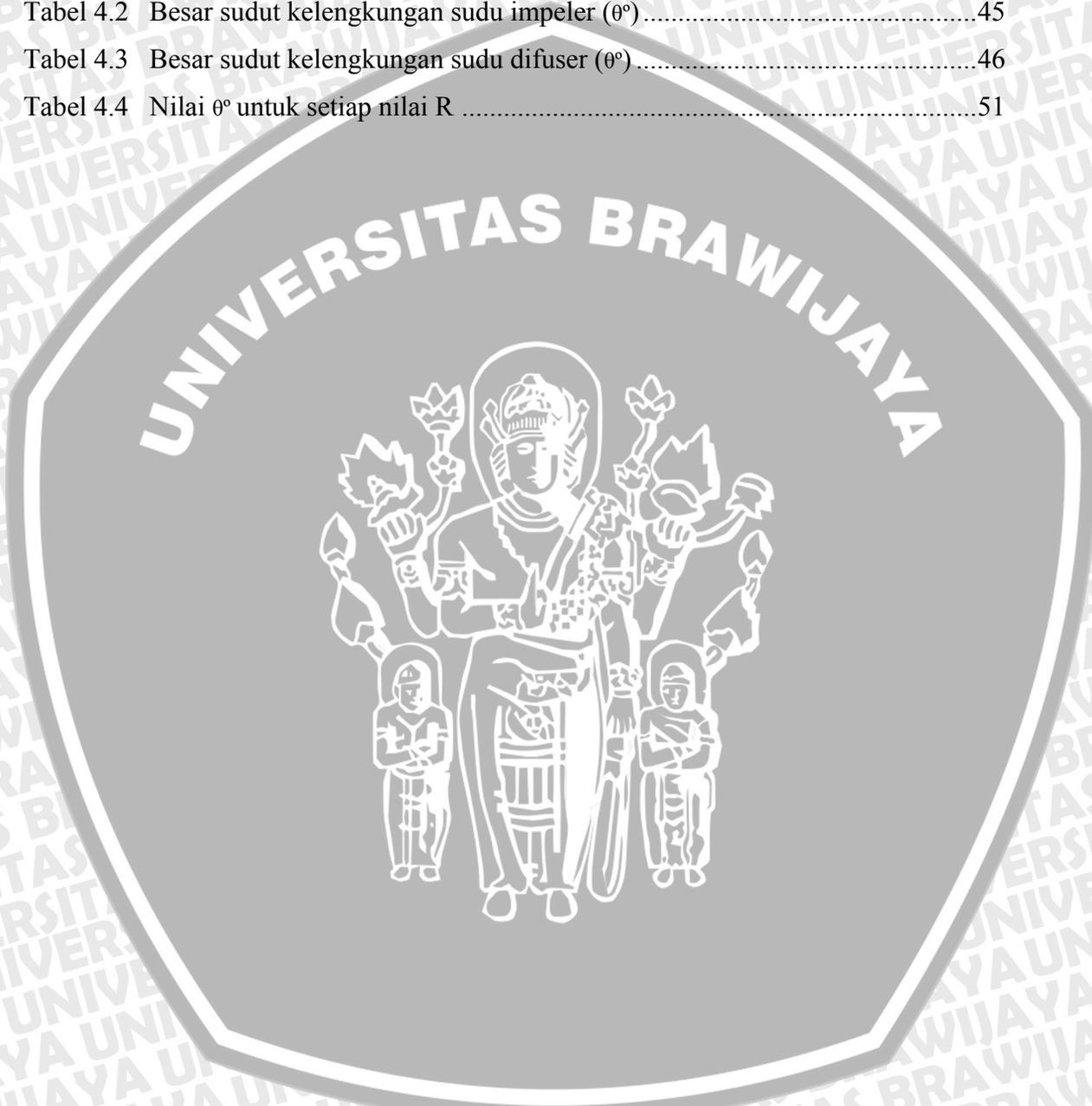
5.1	Rekapitulasi Hasil Perencanaan .....	52
5.2	Saran .....	52

**DAFTAR PUSTAKA**

**LAMPIRAN**

**DAFTAR TABEL**

No.	Judul	Halaman
Tabel 4.1	Besar sudut $\beta^\circ$ .....	45
Tabel 4.2	Besar sudut kelengkungan sudu impeler ( $\theta^\circ$ ).....	45
Tabel 4.3	Besar sudut kelengkungan sudu difuser ( $\theta^\circ$ ).....	46
Tabel 4.4	Nilai $\theta^\circ$ untuk setiap nilai R .....	51



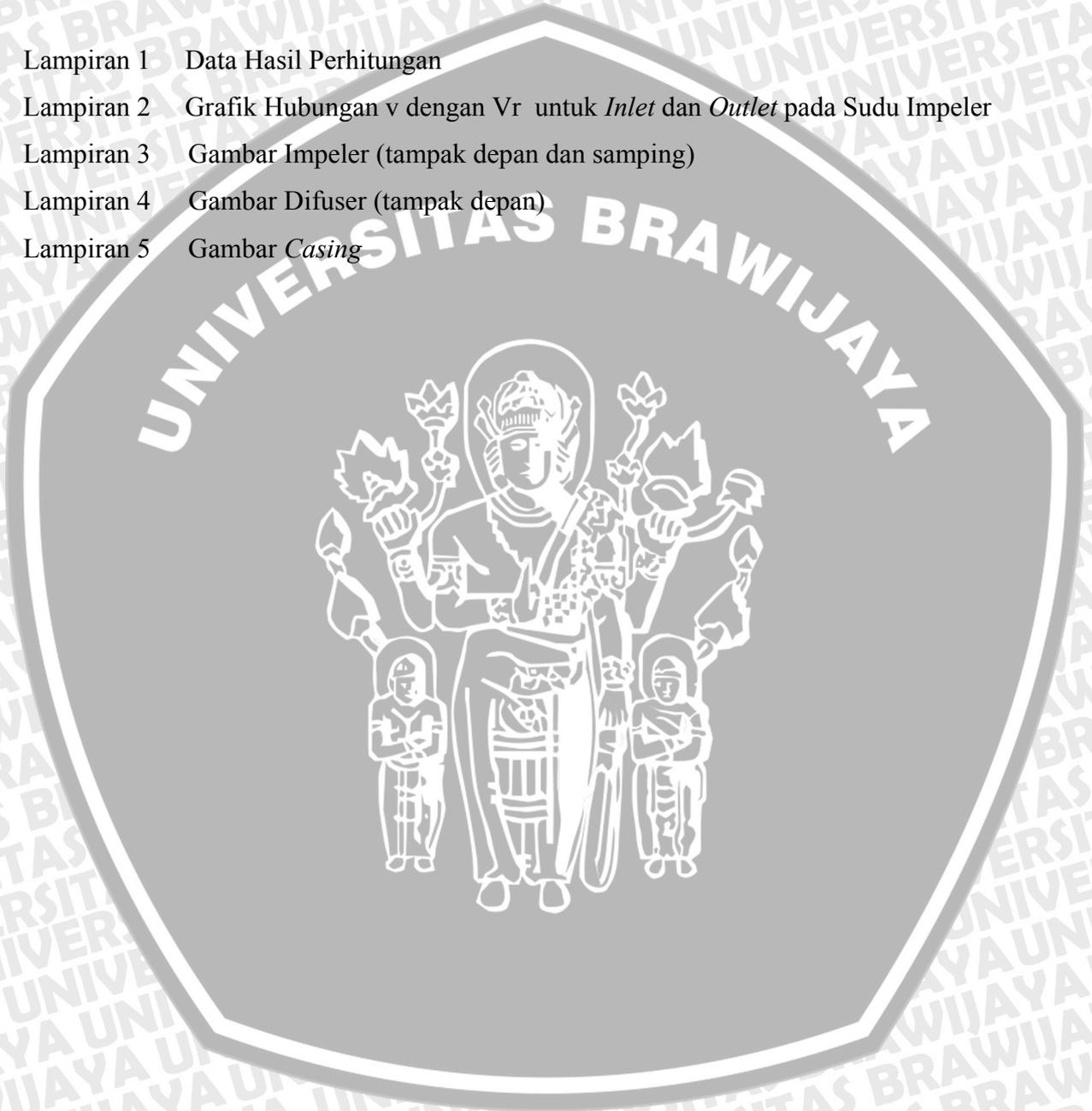
DAFTAR GAMBAR

No.	Judul	Halaman
Gambar 2.1	Sistem Turbin Gas Poros Tunggal .....	3
Gambar 2.2	Sistem Turbin Gas Sederhana .....	4
Gambar 2.3	Siklus Brayton .....	6
Gambar 2.4	Rotor Kompresor .....	9
Gambar 2.5	Stator Kompresor .....	10
Gambar 2.6	Ruang Bakar .....	11
Gambar 2.7	Bagian Turbin .....	12
Gambar 2.8	Skema Sederhana dari Turbin Gas Mikro .....	13
Gambar 2.9	Kompresor Torak .....	14
Gambar 2.10	Kompresor Sentrifugal .....	16
Gambar 2.11	Segitiga Kecepatan Udara melalui Satu Tingkat pada Kompresor .....	16
Gambar 2.12	Kompresor Aksial .....	17
Gambar 2.13	Bagian-bagian pada Kompresor Sentrifugal .....	18
Gambar 2.14	<i>Impeller</i> .....	20
Gambar 2.15	Ukuran-Ukuran pada Komponen Impeler .....	21
Gambar 2.16	Tiga Jenis Arah Sudut Keluar Sudu Impeler .....	21
Gambar 2.17	Karakteristik <i>Head</i> dan <i>Flow rate</i> .....	22
Gambar 2.18	Segitiga Kecepatan .....	22
Gambar 2.19	Difuser .....	23
Gambar 2.20	<i>Volute casing</i> .....	25
Gambar 3.1	Diagram Alir .....	27
Gambar 4.1	Segitiga Kecepatan pada Sisi Masuk .....	32
Gambar 4.2	Segitiga Kecepatan pada Sisi Keluar .....	35
Gambar 4.3	Saluran Difuser .....	40
Gambar 4.4	<i>Volute casing</i> .....	48
Gambar 4.5	Potongan Depan <i>Volute</i> (a) dan Potongan Melintang <i>Volute</i> (b) .....	48



## DAFTAR LAMPIRAN

No.	Judul
Lampiran 1	Data Hasil Perhitungan
Lampiran 2	Grafik Hubungan $v$ dengan $V_r$ untuk <i>Inlet</i> dan <i>Outlet</i> pada Sudu Impeler
Lampiran 3	Gambar Impeler (tampak depan dan samping)
Lampiran 4	Gambar Difuser (tampak depan)
Lampiran 5	Gambar <i>Casing</i>



## RINGKASAN

**ADITYA SUJADMIKO**, Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik Universitas Brawijaya, Juli 2009, *Perencanaan Kompresor Untuk Turbin Gas Mikro Berbahan Bakar LPG (Liquefied Petroleum Gas)*, Dosen Pembimbing : I.N.G.Wardana dan Djoko Sutikno.

Sekarang ini industri dan perdagangan semakin maju seiring dengan adanya kemajuan di bidang ilmu pengetahuan dan teknologi. Untuk mengimbangi kemajuan tersebut diperlukan adanya sarana penunjang. Salah satu sarana yang menunjang tersebut adalah energi. Salah satu bentuk energi yang sangat dibutuhkan pada masa sekarang ini adalah energi listrik, yang digunakan untuk keperluan industri dan keperluan rumah tangga.

Penggunaan genset ukuran kecil ( 0,5 - 5 kW ) masih terbatas dengan menggunakan mesin piston dan berbahan bakar cair serta genset tersebut mengeluarkan suara yang sangat bising. Perkembangan inilah yang menyebabkan pengembangan turbin gas sangat dibutuhkan. Pertimbangannya adalah turbin gas memiliki efisiensi yang lebih tinggi, tidak menimbulkan suara yang bising dan memiliki umur yang panjang dikarenakan vibrasi yang ditimbulkan kecil.

Salah satu bentuk usaha agar kinerja kompresor optimal adalah membuat/mendesain kompresor secara tepat. Desain kompresor meliputi impeler, difuser, dan casing. Pada Perencanaan ini dilakukan peninjauan lebih jauh mengenai desain kompresor dari turbin gas mikro yang menggunakan bahan bakar LPG (*liquefied Petroleum gas*).

Perencanaan ini bertujuan untuk mengetahui desain yang tepat dari turbin gas yang berbahan bakar LPG. Nantinya perencanaan ini diharapkan memberikan manfaat sebagai referensi untuk penggunaan turbin gas dengan menggunakan bahan bakar lainnya dan sebagai pengembangan lebih lanjut mengenai turbin gas yang mana bisa digunakan oleh masyarakat yang berada diluar ares service PLN.

Perencanaan ini menggunakan putaran poros sebesar 36000. Perencanaannya dimulai dari merencanakan dimensi impeler, dimensi difuser dan dimensi casing. Berdasarkan hasil perencanaan dapat disimpulkan bahwa putaran turbin gas, dimensi dan kecepatan gas masuk saling mempengaruhi satu sama lain. Untuk putaran 36000 rpm dengan dimensi impeler sebesar 20,44 cm dan jumlah sudu impeler 20 buah; dimensi difuser sebesar 28,77 cm dan jumlah sudu difuser 21 buah; dan dimensi casing sebesar 32,18 cm didapatkan tekanan keluar sebesar 3,577 bar.

**Kata kunci** : turbin gas mikro, impeler, difuser.

## BAB I PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

Sekarang ini industri dan perdagangan semakin maju seiring dengan adanya kemajuan di bidang ilmu pengetahuan dan teknologi. Untuk mengimbangi kemajuan tersebut diperlukan adanya sarana penunjang yang bisa mendukung secara maksimal kemajuan ini. Salah satu sarana yang menunjang tersebut adalah energi.

Salah satu bentuk energi yang sangat dibutuhkan pada masa sekarang ini adalah energi listrik, yang digunakan untuk keperluan industri dan keperluan rumah tangga. Dengan adanya pembangkit-pembangkit listrik diharapkan kebutuhan energi listrik dapat terpenuhi.

Pemanfaatan bahan bakar gas sekarang ini ditinjau lebih praktis ketersediaannya dan mudah untuk didapat. Hal ini dapat dibuktikan dengan berhasilnya program pemerintah yang mana konversi bahan bakar berjalan menjadi bahan bakar gas berjalan dengan baik. Munculnya berbagai penemuan bahan bakar biogas memacu perkembangan bahan bakar tersebut. Oleh sebab itu, hal ini akan memacu pemakaian genset kecil dengan bahan bakar biogas akan meningkat.

Penggunaan genset ukuran kecil ( 0,5 - 5 kW ) masih terbatas dengan menggunakan mesin piston dan berbahan bakar cair serta genset tersebut mengeluarkan suara yang sangat bising. Perkembangan inilah yang menyebabkan pengembangan turbin gas sangat dibutuhkan. Pertimbangannya adalah turbin gas memiliki efisiensi yang lebih tinggi, tidak menimbulkan suara yang bising dan memiliki umur yang panjang dikarenakan vibrasi yang ditimbulkan kecil. Desain dari turbin gas akan mempengaruhi kinerja dari turbin gas tersebut. Desain Kompresor, Ruang bakar dan Turbin merupakan bagian yang sangat penting.

Kompresor adalah komponen mesin yang sangat penting pada suatu sistem turbin gas. Karena fungsi kompresor disini adalah sebagai penyuplai udara yang bertekanan tinggi yang dikompresikan oleh kompresor. Jadi peran kompresor pada sistem turbin gas sangatlah penting karena dengan tidak optimalnya kinerja kompresor maka akan mengakibatkan pembakaran yang tidak sempurna pada ruang bakar yang secara otomatis

energi yang dihasilkan juga kecil. Salah satu bentuk usaha agar kinerja kompresor optimal adalah desain yang tepat.

### 1.2 Rumusan Masalah

Permasalahan perencanaan ini dapat dirumuskan sebagai berikut:

Bagaimana desain kompresor dari turbin gas mikro yang menggunakan bahan bakar LPG ?

### 1.3 Batasan Masalah

Untuk membatasi agar perencanaan ini lebih spesifik, maka dibuat batasan masalah sebagai berikut:

1. Bahan bakar turbin gas adalah gas elpiji.
2. Desain meliputi impeler, difuser dan casing.
3. Daya yang dihasilkan turbin gas adalah 2 kW.
4. Temperatur maksimal masuk Turbin sebesar 500°C.

### 1.4 Tujuan Perencanaan

Perencanaan ini bertujuan untuk

1. Untuk mencari desain (ukuran) yang tepat dari turbin gas yang berbahan bakar LPG.
2. Untuk mengetahui tekanan dan temperatur masuk dan keluar kompresor.

### 1.5 Manfaat Perencanaan

Perencanaan ini diharapkan dapat memberikan manfaat yaitu:

1. Mampu mengaplikasikan teori yang telah didapat selama perkuliahan tentang Turbin gas.
2. Memberikan referensi yang tepat untuk penggunaan turbin gas dengan bahan bakar lainnya seperti Biogas dan Biofuel.
3. Pengembangan lebih lanjut mengenai turbin gas yang menggunakan bahan bakar elpiji.

Untuk digunakan oleh masyarakat yang wilayahnya jauh dari area PLN dan peternakan skala kecil.

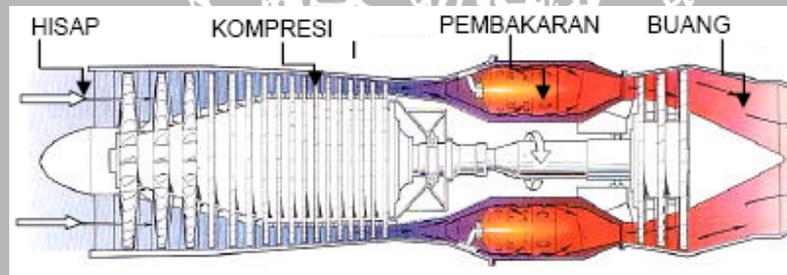
## BAB II

### TINJAUAN PUSTAKA

#### 2.1 Pandangan Umum tentang Sistem Turbin Gas

Turbin gas adalah motor bakar yang terdiri dari tiga komponen utama, yaitu kompresor, ruang bakar dan turbin. Sistem ini berfungsi sebagai pembangkit energi mekanis atau penghasil daya poros. Ciri utama dari turbin gas adalah kompak, ringan dan mampu menghasilkan daya yang tinggi. Pada sistem turbin gas, proses kompresi, pembakaran dan ekspansi terjadi secara terpisah, secara keseluruhan terjadi dalam kompresor, ruang bakar dan turbin.

Turbin gas memerlukan udara untuk pembakaran dimana gas panas yang dihasilkan berfungsi sebagai fluida kerja. Udara yang diperlukan turbin gas relatif banyak. Hal ini disebabkan karena proses pembakaran di dalam ruang bakar berlangsung secara kontinu pada tekanan konstan.



Gambar 2.1 Sistem Turbin Gas Poros Tunggal

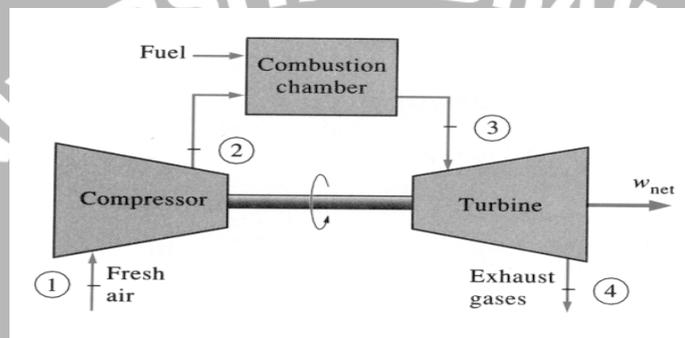
Sumber : Turbin Gas, Wikipedia

Pada gambar 2.1 ditunjukkan gambar skematik dari sistem turbin gas poros tunggal yaitu sistem turbin gas yang hanya menggunakan satu poros turbin. Disini terjadi konversi energi dari energi kimia bahan bakar (panas) menjadi energi kinetik kemudian menjadi mekanik berupa daya poros turbin.

#### Prinsip Kerja Sistem Turbin Gas

Udara masuk ke dalam kompresor melalui saluran masuk udara (*inlet*). Kompresor ini berfungsi untuk menghisap dan menaikkan tekanan udara tersebut, akibatnya temperatur

udara juga meningkat. Kemudian udara yang telah dikompresi ini masuk ke dalam ruang bakar. Di dalam ruang bakar disemprotkan bahan bakar sehingga bercampur dengan udara tadi dan menyebabkan proses pembakaran. Proses pembakaran tersebut berlangsung dalam keadaan tekanan konstan sehingga dapat dikatakan ruang bakar hanya untuk menaikkan temperatur. Gas hasil pembakaran tersebut dialirkan ke turbin gas melalui suatu *nozlel* yang berfungsi untuk mengarahkan aliran tersebut ke sudu-sudu turbin. Daya yang dihasilkan oleh turbin gas tersebut digunakan untuk memutar kompresornya sendiri dan memutar beban lainnya seperti generator listrik. Setelah melewati turbin ini gas tersebut akan dibuang keluar melalui saluran buang (*exhaust*).



Gambar 2.2. Sistem Turbin Gas Sederhana

Sumber : *Brayton Cycle*, Denise Lane, 2001.

Secara umum proses yang terjadi pada suatu sistem turbin gas adalah sebagai berikut:

1. Pemampatan (*compression*). Udara di hisap dan dimampatkan.
2. Pembakaran (*combustion*). Bahan bakar dicampurkan ke dalam ruang bakar dengan udara kemudian di bakar.
3. Kerja (*expansion*). Gas hasil pembakaran memuai dan mengalir ke luar melalui nozel (*nozzle*).
4. Pembuangan gas (*exhaust*). Gas hasil pembakaran dikeluarkan lewat saluran pembuangan.

## 2.2 Klasifikasi Turbin Gas

Turbin gas dapat kita klasifikasikan sebagai berikut :

1. Berdasarkan siklus kerjanya.
  - a. Siklus terbuka (*Open Cycle*)

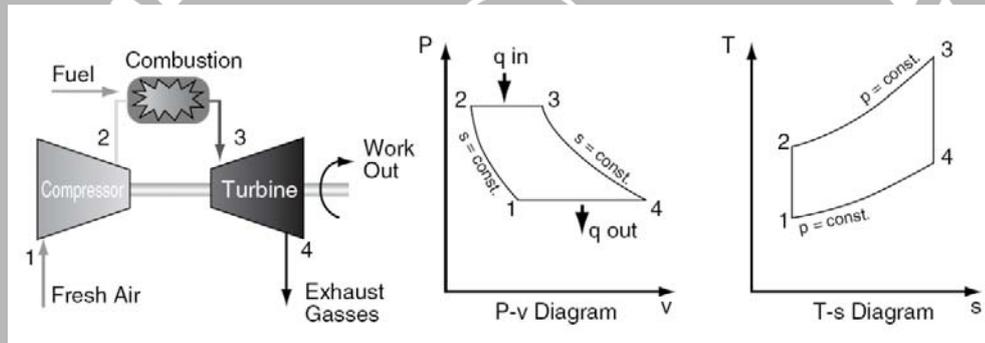
- b. Siklus tertutup (*Close Cycle*)
2. Berdasarkan konstruksinya
  - a. Turbin gas poros tunggal (*Single Shaft*)
  - b. Turbin gas poros ganda (*Multi Shaft*)
3. Berdasarkan kombinasi siklus kerjanya
  - a. Siklus Regeneratif
  - b. Siklus dengan pemanasan kembali (*Reheat Cycle*)
  - c. Siklus Intercooler11
  - d. Siklus gabungan turbin gas dengan turbin uap
4. Berdasarkan arah aliran fluida
  - a. Turbin Aksial (*Axial Flow Turbine*)
  - b. Turbin Radial (*Radial Flow Turbine*)
5. Berdasarkan penggunaan
  - a. Untuk keperluan industri antara lain:
    - Penggerak generator listrik, Penggerak kompresor gas alam dan Penggerak pompa
  - b. Untuk Sarana transportasi darat antara lain:
    - *Rail road gas turbine* dan *Automobile gas turbine*
  - c. Untuk sarana transportasi udara antara lain:
    - *Turbo fan*, *Turbo propeller* dan *Turbo Jet*
  - d. Untuk sarana transportasi laut antara lain:
    - Perkapalan
5. Berdasarkan Jenis Bahan Bakar
  - a. Turbin gas dengan bahan bakar cair
  - b. Turbin gas dengan bahan bakar padat
  - c. Turbin gas dengan bahan bakar gas
  - d. Turbin gas dengan bahan bakar nuklir

Turbin gas yang akan kita rencanakan menggunakan siklus terbuka dengan menggunakan poros tunggal. Arah aliran udara masuk pada kompresor secara radial.

### 2.3 Siklus Dasar Turbin Gas

Siklus bryton merupakan siklus daya termodinamika ideal untuk turbin gas, sehingga saat ini siklus ini yang sangat populer digunakan oleh pembuat mesin turbin atau manufaktur dalam analisa untuk *up-grading performance*. Siklus Brayton ini terdiri dari proses kompresi isentropik yang diakhiri dengan proses pelepasan panas pada tekanan konstan. Pada siklus bryton tiap-tiap keadaan proses dapat dianalisa secara berikut:

- Proses 1-2 : Proses kompresi isentropik didalam kompresor secara adiabatik
- Proses 2-3 : Proses pemasukan kalor pada tekanan konstan didalam ruang bakar.
- Proses 3-4 : Proses ekspansi isentropik didalam turbin secara adiabatik.
- Proses 4-1 : Proses pembuangan kalor pada tekanan konstan.



Gambar 2.3 Siklus Brayton

Sumber : *Microturbine*, Claire Solares, 25.

Untuk siklus ideal perbandingan tekanan pada waktu kompresi dan ekspansi adalah

$$\frac{P_2}{P_1} = r_{pC} = \frac{P_3}{P_4} = r_{pT} \quad (\text{Solares :27}) (2 - 1)$$

### 2.4 Termodinamika Siklus Turbin Gas

Analisa termodinamika siklus sistem turbin gas ideal yang digunakan sebagai pedoman keberhasilan turbin gas pada keadaan sebenarnya, tetapi juga dalam usaha peningkatan prestasi setiap komponen dan sistem turbin gas secara keseluruhan. Dalam kaitan ini keberhasilan mendekati proses ideal akan diukur dengan efisiensinya. Dengan kata lain, efisiensi merupakan parameter yang menyatakan derajat keberhasilan komponen atau sistem turbin gas mendekati desain atau proses yang ideal.

Dengan menggunakan hukum pertama Termodinamika untuk setiap proses keadaan *steady* dari setiap sistem yang ditunjukkan oleh diagram energi tersebut, dan mengabaikan energi potensial dari perubahan posisi :

- Proses 1 - 2 (Proses Kompresi Udara) :

i. *Work rate of compression*,  $\dot{W}_C$

$$\dot{W}_C = m (h_2 - h_1) \text{ Btu/sec} \quad (\text{Arismunandar, 2001:127}) \quad (2.2)$$

ii. Efisiensi Kompresor,  $\eta_C$  :

$$\eta_C = \frac{\text{ideal work rate of compression}}{\text{actual work rate of compression}} = \frac{\dot{W}_C^0}{\dot{W}_C} \quad (\text{Arismunandar, 2001:128}) \quad (2.3)$$

- Proses 2 - 3 (Proses pemasukan panas) :

i. *Heat addition rate*,  $\dot{Q}_A$

$$\dot{Q}_A = m (h_3 - h_2) \text{ Btu/sec} \quad (\text{Arismunandar, 2001:128}) \quad (2.4)$$

- Proses 3 - 4 (Proses ekspansi)

i. *Work rate of expansion*

$$\dot{W}_C + \dot{W}_B = m (h_3 - h_2) \text{ Btu/sec} \quad (\text{Arismunandar, 2001:128}) \quad (2.5)$$

ii. Efisiensi turbin  $\eta_T$  :

$$\eta_T = \frac{\text{ideal work rate of expansion}}{\text{actual work rate of expansion}} = \frac{\dot{Q}_{Ta}^0}{\dot{Q}_{Aa}^0} \quad (\text{Arismunandar, 2001:128}) \quad (2.6)$$

Total *work rate* dari Turbin :  $\dot{W}_T = \dot{W}_C + \dot{W}_B$

- Proses 4 - 1 (Proses panas)

i. *Heat rejection rate* :

$$\dot{Q}_R = m (h_4 - h_1) \text{ Btu/sec} \quad (\text{Arismunandar, 2001:128}) \quad (2.7)$$

ii. *Brake work rate* :

$$\dot{W}_B = \dot{Q}_A - \dot{Q}_R = m (h_3 - h_2 + h_1 - h_4) \text{ Btu/sec} \quad (\text{Arismunandar, 2001:129}) \quad (2.8)$$

Efisiensi thermal untuk siklus :

$$\eta_{\Gamma} = \frac{W_B}{Q_A} \quad (\text{Arismunandar, 2001:128}) \quad (2.9)$$

$$= \frac{h_3 - h_2 + h_1 - h_4}{h_3 - h_2} = 1 - \frac{h_4 - h_1}{h_3 - h_2}$$

#### 2.4.1 Analisa Termodinamika pada Kompresor

Tekanan udara dan temperatur masuk kompresor kita simbolkan menjadi  $p_1$  dan  $T_1$  :

$$p_1 = p_{\text{atm}} - p_f \quad (\text{Solares, 2007:27}) \quad (2.10)$$

dimana :  $p_{\text{atm}}$  : Tekanan udara atmosfer

$p_f$  : *Losses* tekanan pada udara

$T_1$  : Temperatur udara masuk

Tekanan dan temperatur udara keluar kompresor dengan perbandingan tekanan kita simbolkan dengan tanda  $\pi$  :

$$p_2 = p_1 \times \pi \text{ dan } T_2 = T_1 \times (\eta)^{(k-1)/k} \quad (\text{Solares, 2007:27}) \quad (2.11)$$

Jika kondisinya isentropik maka :  $p_{r2s} = (\pi) \times p_{r1}$

Kenaikan entalpi secara isentropis :  $\Delta h_s = h_{2s} - h_1$

Kenaikan entalpi aktual dengan efisiensi kompresor :  $\Delta h_a = \frac{\Delta h_s}{\eta_k}$ , dimana  $\eta_k$  adalah efisiensi kompresor.

Sehingga entalpi udara keluar kompresor adalah :  $h_2 = h_1 + \Delta h_a$

## 2.5 Komponen Turbin Gas

### 2.5.1 Air Inlet Section

Berfungsi untuk menyaring kotoran dan debu yang terbawa dalam udara sebelum masuk ke kompresor. Bagian ini terdiri dari:

1. *Air Inlet Housing*, merupakan tempat udara masuk dimana didalamnya terdapat peralatan pembersih udara.
2. *Inertia Separator*, berfungsi untuk membersihkan debu-debu atau partikel yang terbawa bersama udara masuk.
3. *Pre-Filter*, merupakan penyaringan udara awal yang dipasang pada *inlet house*.

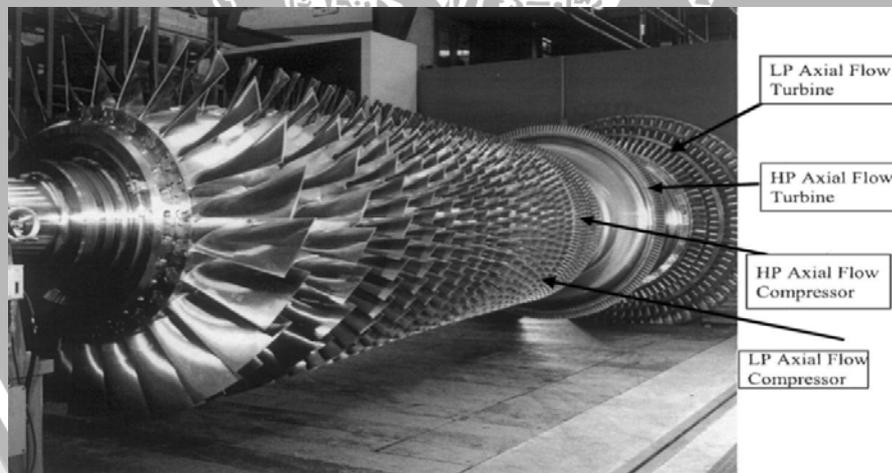
4. *Inlet Bellmouth*, berfungsi untuk membagi udara agar merata pada saat memasuki ruang kompresor.
5. *Main Filter*, merupakan penyaring utama yang terdapat pada bagian dalam *inlet house*, udara yang telah melewati penyaring ini masuk ke dalam kompresor aksial.
6. *Inlet Guide Vane*, merupakan *blade* yang berfungsi sebagai pengatur jumlah udara yang masuk agar sesuai dengan yang diperlukan.

### 2.5.2 Compressor Section

Komponen utama pada bagian ini adalah aksial *flow compressor*, berfungsi untuk mengkompresikan udara yang berasal dari *inlet air section* hingga bertekanan tinggi sehingga pada saat terjadi pembakaran dapat menghasilkan gas panas berkecepatan tinggi yang dapat menimbulkan daya *output* turbin yang besar. Kompresor terdiri dari dua bagian yaitu:

#### 1. Compressor Rotor Assembly

Merupakan bagian dari kompresor yang berputar pada porosnya. Rotor ini memiliki sudu yang mengompresikan aliran udara secara aksial dari 1 atm menjadi lebih tinggi sehingga diperoleh udara yang bertekanan tinggi.



Gambar 2.4 Rotor Kompresor

Sumber : *Gas Turbine Engineering Handbook, 3th Edition*, Maherwan P.Boyce, 276.

#### 2. Compressor Stator

Merupakan bagian dari casing gas turbin yang terdiri dari:

- a. *Inlet Casing*, merupakan bagian dari casing yang mengarahkan udara masuk ke *inlet bellmouth* dan selanjutnya masuk ke *inlet guide vane*.

- b. *Middle Casing*, bagian casing yang didalamnya terdapat kompresor *blade*.
- c. *Discharge Casing*, merupakan bagian casing yang berfungsi sebagai tempat keluarnya udara yang telah dikompresi.



Gambar 2.5 Stator Kompresor

Sumber : *Gas Turbine Engineering Handbook, 3th Edition*, Maherwan P.Boyce, 277.

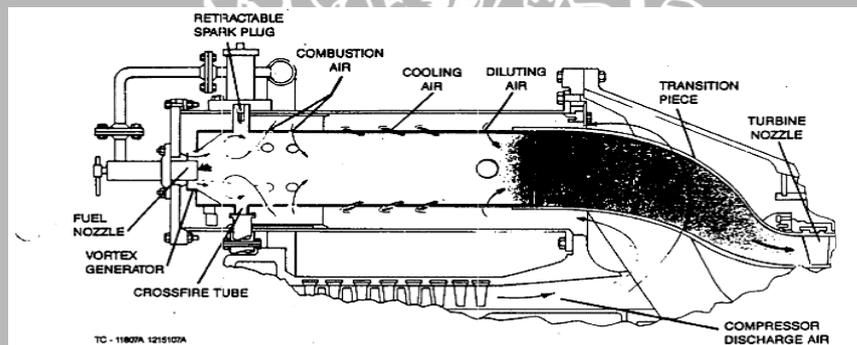
### 2.5.3 *Combustion Section*

Pada bagian ini terjadi proses pembakaran antara bahan bakar dengan fluida kerja yang berupa udara bertekanan tinggi dan bersuhu tinggi. Hasil pembakaran ini berupa energi panas yang diubah menjadi energi kinetik dengan mengarahkan udara panas tersebut ke *nozle*. Fungsi dari keseluruhan sistem adalah untuk mensuplai energi panas ke siklus turbin. Sistem pembakaran ini terdiri dari komponen-komponen berikut yang jumlahnya bervariasi tergantung besar *frame* dan penggunaan turbin gas. Komponen-komponen itu adalah :

- *Combustion Chamber*, berfungsi sebagai tempat terjadinya pencampuran antara udara yang telah dikompresi dengan bahan bakar yang masuk.
- *Combustion Liners*, terdapat didalam *combustion chamber* yang berfungsi sebagai tempat berlangsungnya pembakaran.
- *Fuel Nozzle*, berfungsi sebagai tempat masuknya bahan bakar ke dalam *combustion liner*.
- *Ignitors (Spark Plug)*, berfungsi untuk memercikkan bunga api ke dalam *combustion chamber* sehingga campuran bahan bakar dan udara dapat terbakar.
- *Transition Fieces*, berfungsi untuk mengarahkan dan membentuk aliran gas panas agar sesuai dengan ukuran *nozle* dan sudu-sudu turbin gas.

- *Cross Fire Tubes*, berfungsi untuk meratakan nyala api pada semua *combustion chamber*.
- *Flame Detector*, merupakan alat yang dipasang untuk mendeteksi proses pembakaran terjadi.
- *Combustion chamber* yang ada disusun kosentris mengelilingi aksial *flow compressor* dan disambungkan dengan keluaran kompresor udara dari aksial *flow compressor* yang dialirkan langsung ke masing-masing ruang bakar. Zona pembakaran pada *combustion chamber* ada tiga yaitu:

1. *Primary Zone*, merupakan tempat dimana bahan bakar berdifusi dengan udara kompresor untuk membentuk campuran udara bahan bakar yang siap dibakar.
2. *Secondary Zone*, adalah zona penyempurnaan pembakaran sebagai kelanjutan pembakaran pada *primary zone*.
3. *Dilution Zone*, merupakan zona untuk mereduksi temperatur gas hasil pembakaran pada keadaan yang diinginkan pada saat masuk ke *first stage nozzles*.



Gambar 2.6 Ruang Bakar

Sumber : Inisiator Aceh Power Investmen, 2008.

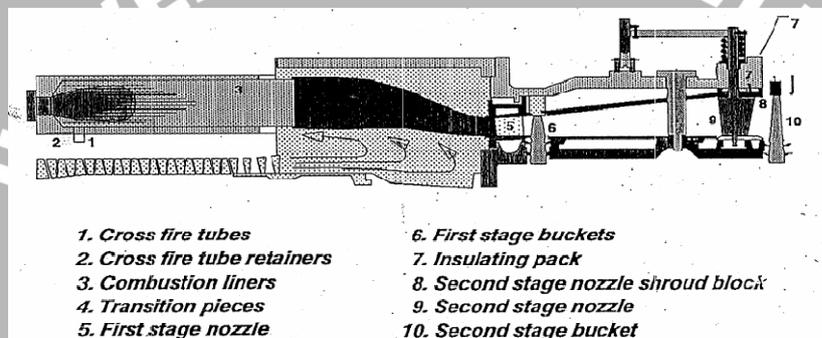
#### 2.5.4 Turbine Section

*Turbin section* merupakan tempat terjadinya konversi energi kinetik menjadi energi mekanik yang digunakan sebagai penggerak kompresor aksial dan perlengkapan lainnya. Dari daya total yang dihasilkan kira-kira 60 % digunakan untuk memutar kompresornya sendiri, dan sisanya digunakan untuk kerja yang dibutuhkan.

Komponen-komponen pada *turbin section* adalah sebagai berikut :

1. *Turbin Rotor Case*

2. *First Stage Nozzle*, yang berfungsi untuk mengarahkan gas panas ke *first stage turbine wheel*.
3. *First Stage Turbine Wheel*, berfungsi untuk mengkonversikan energi kinetik dari aliran udara yang berkecepatan tinggi menjadi energi mekanik berupa putaran rotor.
4. *Second Stage Nozzle dan Diafragma*, berfungsi untuk mengatur aliran gas panas ke *second stage turbine wheel*, sedangkan *diafragma* berfungsi untuk memisahkan kedua turbin *wheel*.
5. *Second Stage Turbine*, berfungsi untuk memanfaatkan energi kinetik yang masih cukup besar dari *first stage turbine* untuk menghasilkan kecepatan putar rotor yang lebih besar.



Gambar 2.7 Bagian Turbin

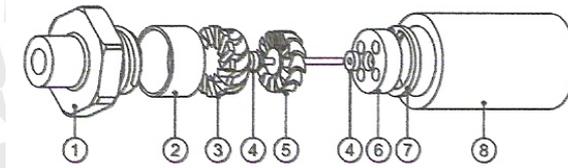
Sumber : Inisiator Aceh Power Investmen, 2008.

## 2.6 Turbin Gas Mikro

Pengembangan turbin gas sekarang ini telah mencakup ukuran / dimensinya. Kebutuhan akan energi listrik yang sangat besar memicu para ilmuwan untuk menciptakan suatu rancangan turbin gas mikro yang bisa digunakan di dalam memenuhi keperluan listrik rumah tangga. Pengembangan ini mencakup semua bagian dari turbin gas tanpa pengecualian, seperti kompresor, ruang bakar dan turbin.

J. Peirs, F. Verplertsen dan D. Reynaerts (2001) melakukan penelitian mengenai “ *A Micro Gas Turbine Unit for Electric Power Generation* ”, menyatakan bahwa rotor turbin yang memiliki diameter 10 mm bisa digunakan diatas putaran 130.000 rpm dan diatas suhu 330°C. Turbin ini akan menghasilkan daya lebih dari 50W energi mekanik dengan efisiensi antara 20% sampai 24% dan bila turbin ini disambungkan dengan generator mikro maka akan menghasilkan lebih dari 6 W energi listrik. Sedangkan diameter dari kompresor

sebesar 20 mm yang akan menghasilkan rasio kompresi 1.2 pada putaran 150.000 rpm. Berikut gambar dari turbin gas mikro.



Gambar 2.8 Skema Sederhana dari Turbin Gas Mikro

Sumber : J. Peirs, F. Varplaetsen, D. Raynaert, 2003.

Ada dua jenis kompresor yang biasa digunakan pada sistem turbin, yaitu kompresor aksial dan kompresor sentrifugal (radial). Pada kompresor sentrifugal udara masuk dalam arah sejajar sumbu rotor dan keluar dari rotor dalam arah tegak lurus sumbu rotor. Pada kompresor aksial udara mengalir dalam arah sejajar sumbu poros kompresor baik udara yang masuk ataupun keluar dari kompresor. Kompresor aksial dibuat untuk melayani kebutuhan turbin gas dengan kemampuan daya tinggi, baik untuk keperluan industri maupun untuk pesawat terbang. Kompresor aksial mampu mengalirkan massa udara yang besar dan perbandingan tekanan yang tinggi sesuai dengan jumlah tingkat yang digunakan.

## 2.7 Klasifikasi Kompresor

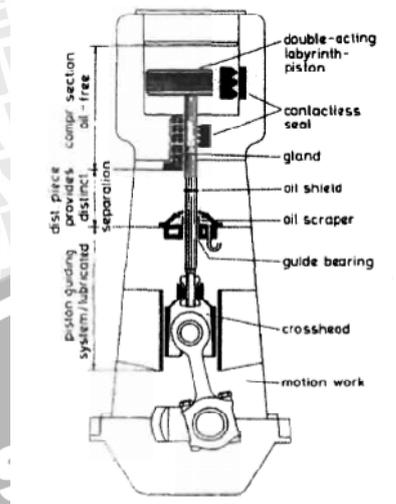
Kompresor adalah alat yang berfungsi untuk meningkatkan tekanan fluida yang bisa dimampatkan, yaitu gas atau udara. Kompresor terdapat dalam berbagai jenis dan model. Atas dasar pemampatannya, kompresor dibagi atas dua macam :

### 2.7.1 Kompresor *Positive Displacement*

Prinsip kerja dari kompresor ini adalah gas dihisap masuk kedalam silinder yang kemudian dikompresikan. Kompresor jenis ini terbagi menjadi tiga, yaitu :

#### 1. Kompresor Torak

Prinsip kerja kompresor torak yaitu menaikkan tekanan gas atau udara dengan jalan menurunkan volumenya pada ruang tertutup. Perbandingan tekanan (*pressure ratio*) ditentukan oleh tekanan dalam sistem itu sendiri. Pada kompresor jenis ini proses penghisapan dan pengeluaran gas terjadi karena adanya gerakan bolak-balik piston.



Gambar 2.9 Kompresor Torak

Sumber : *Compressors Selection and Sizing, 2nd edition*. Royne N.Brown, 49.

Adapun keuntungan dan kerugian dari kompresor torak, sebagai berikut.

Keuntungan : Dapat menghasilkan tekanan yang tinggi dengan kapasitas yang kecil dan efisiensi tinggi.

Kerugian : Konstruksi rumit dan getaran yang tercipta besar

## 2. Rotary Compressor

Pada *rotary compressor* gas ditekan atau digerakkan dengan adanya aksi positif dari elemen yang berputar. Ada beberapa rancangan dari kompresor jenis ini, diantaranya adalah *sliding vane compressor* dan *two impeller blower*.

### i. Sliding vane compressor

*Sliding vane compressor* mempunyai kemiripan dengan *sliding vane pump*. Kompresor ini mempunyai rotor yang bekerja secara ekstrim dimana sliding vanenya ditempatkan.

### ii. Two impeller blower

*Two impeller blower* mempunyai dua pasang *impeller* berbentuk cuping (lobe) yang berputar dengan arah yang berlawanan. Kedua *impeller* ini tidak bersentuhan sehingga tidak memerlukan pelumas internal. Alat jenis ini baik sekali untuk mengkompresikan udara. *Two impeller blower* mempunyai sepasang rotor berbentuk sekrup yang memiliki alur cembung dan cekung. Pasangan rotor ini berputar dalam arah saling berlawanan seperti sepasang roda gigi. Rotor dipasang

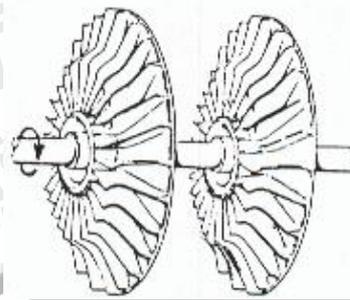
dalam sebuah rumah (*casing*). Apabila rotor berputar maka ruang yang terbentuk antara bagian cekung antara rotor dan di dinding rumah akan bergerak aksial sehingga udara akan termampatkan.

### 2.7.2 Kompresor Turbo

Kompresor turbo adalah kompresor yang didalamnya terjadi konversi energi dari energi mekanik berupa putaran poros menjadi energi kinetik kemudian berubah lagi menjadi energi potensial berupa tekanan. Kompresor jenis turbo bertujuan untuk menaikkan tekanan dan kecepatan gas atau udara dengan gaya angkat yang ditimbulkan oleh impeler atau dengan gaya angkat yang ditimbulkan oleh sudu. Macam-macam kompresor turbo bila dilihat dari konstruksinya dapat dibedakan menjadi :

#### 1. Kompresor Sentrifugal

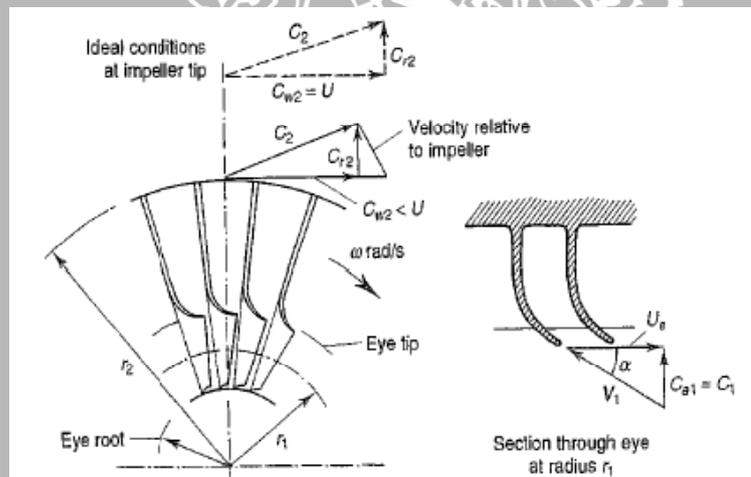
Kompresor sentrifugal pada dasarnya terdiri dari sebuah rotor (bagian yang berputar) atau impeler dan sebuah stator (bagian yang tidak berputar) yang berfungsi sebagai difuser. Energi mekanik yang diterima oleh impeler ditransmisikan kepada fluida kerja didalam impeler sehingga berubah menjadi energi kinetik, tekanan dan panas karena gesekan. Sedangkan penggunaan difuser disini adalah untuk mengubah energi kinetik fluida yang meninggalkan impeler menjadi tekanan. Didalam difuser, fluida kerja mengalami kerugian gesekan. Selain itu difuser berfungsi sebagai pengarah aliran udara yang akan masuk kedalam ruang bakar. Kompresor sentrifugal biasanya digunakan pada sistem turbin gas dengan ruang bakar jenis tubular (*"can-type* atau *tubular type combustion chamber"*), dimana satu difuser melayani sebuah ruang bakar. Kompresor sentrifugal memerlukan diameter yang besar atau penampang frontal yang besar, sehingga tidak menguntungkan untuk digunakan pada sistem turbin gas untuk pesawat terbang. Oleh karena itu kompresor sentrifugal hanya digunakan untuk pesawat terbang kecil. Kompresor sentrifugal dapat dibuat dengan lubang isap tunggal atau lubang isap ganda dan dengan sudu impeler radial.



Gambar 2.10 Kompresor Sentrifugal

Sumber : *Gas Turbine Theory and Construction*, 12.

Udara masuk pada kompresor sentrifugal (*impeller eye*) secara axial, sehingga nilai dari momen angular adalah nol. Udara yang masuk secara aksial harus dibelokkan terlebih dahulu agar dapat masuk ke bagian *impeller eye*. Akibat dari pembelokkan udara tersebut terciptalah sudut  $\alpha$ . Untuk lebih jelasnya lihat gambar 2.11. Udara meninggalkan *impeller tip* dengan kecepatan absolut ( $C_2$ ). Selama kondisi ideal nilai  $C_2$  akan sama dengan kecepatan pada *impeller tip* ( $U$ ).



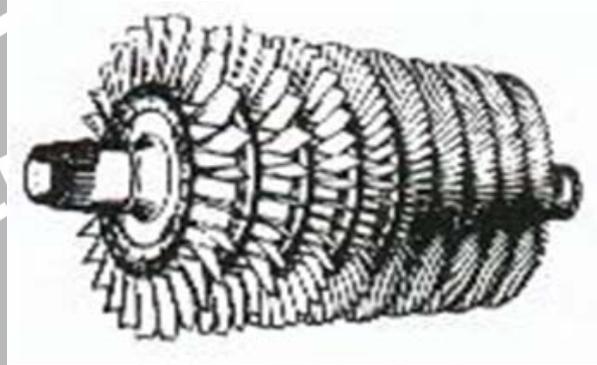
Gambar 2.11 Segitiga Kecepatan Udara melalui Satu Tingkat pada Kompresor

Sumber : *Gas Turbine Theory*, Henry Cohen. 129 dan 134.

## 2. Kompresor Aksial

Kompresor aksial dapat menghasilkan laju aliran massa udara tinggi dengan luasan bidang frontal yang kecil. Maka kompresor aksial sangat cocok untuk motor pesawat terbang. Kompresor aksial terdiri dari beberapa (dapat sampai 30), masing-masing tingkat terdiri dari satu baris sudu gerak yang disebut dengan sudu rotor dan satu

baris sudu tetap yang disebut dengan sudu stator. Namun, karena dalam satu tingkat hanya dapat diberikan perubahan momentum yang kecil, maka kenaikan tekanan yang diperoleh dalam satu baris sudu tidak besar. Dengan demikian untuk memperoleh kenaikan tekanan yang sama dengan kompresor sentrifugal diperlukan beberapa tingkat kompresor aksial dalam seri. Komponen utama sebuah kompresor aksial adalah rotor dengan sudu-sudu gerak dan stator dengan sudu-sudu tetap.



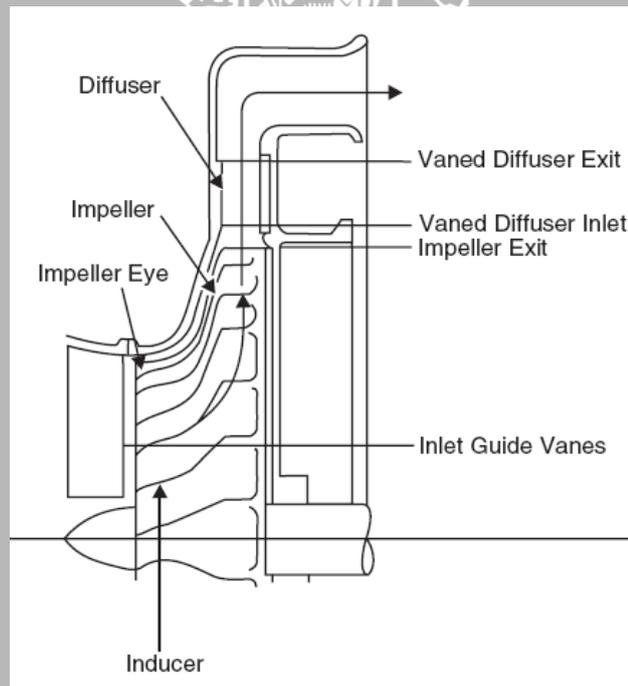
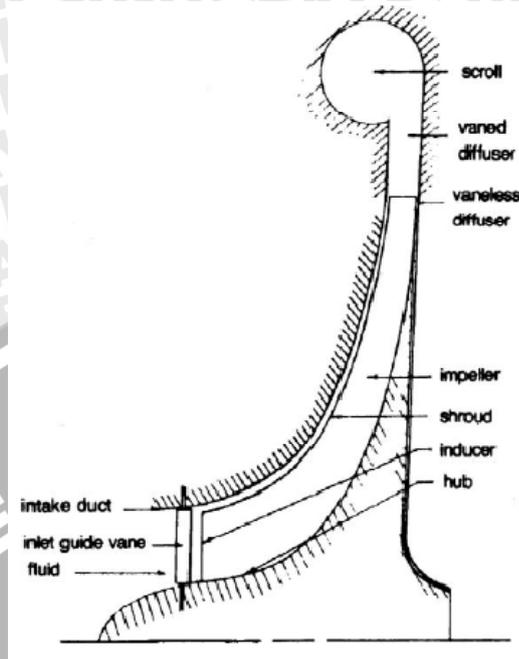
Gambar 2.12 Kompresor Aksial

Sumber : *Gas Turbine Theory and Construction*, 12.

Penampang sudu berbentuk *airfoil*. Sudu-sudu gerak dipasang pada rotor dengan beberapa cara, antara lain konstruksi akar ekor burung (*dovetail root*), pemasangan pin (*pin fixing*), pohon cemara (*fir tree*), dan *Straddle T root*. Biasanya sudu dipasang longgar pada rotor untuk memungkinkan peredaman atau menghilangkan getaran. Namun, hal tersebut dapat juga menyebabkan masalah apabila gaya sentrifugal pada sudu tidak cukup besar untuk menghasilkan gaya (pegangan) gesekan yang diperlukan. Kompresor aksial dirancang berdasarkan hasil pengujian kaskade yang mengoreksi pengaruh sudu-sudu yang berdekatan pada teori *airfoil* terisolasi. Aliran udara didalam kompresor dianggap dua dimensi.

## 2.8 Bagian-Bagian Kompresor Sentrifugal

Dalam pendesainan kompresor sentrifugal, kita terlebih dahulu harus mengetahui bagian-bagian apa saja yang terdapat didalam kompresor sentrifugal tersebut. Lihat gambar dibawah ini.



Gambar 2.13 Bagian-bagian pada Kompresor Sentrifugal

Sumber : *Gas Turbine Engineering Handbook*, Meherwan P. Boyce, 220 dan 222.

Dari gambar diatas maka kita bagi kompresor sentrifugal menjadi empat bagian utama, antara lain :

### 2.8.1 Impeller Eye

Pada bagian ini perencanaan awal dari kecepatan udara masuk sangat mempengaruhi perhitungan selanjutnya. Kecepatan aksial udara masuk pada *eye* ( $V_0$ ) biasanya berkisar 100-250 fps.

Berdasarkan Austin H. Church dalam bukunya *Centrifugal Pump and Blower*, *velocity head* pada *impeller eye* bisa kita cari menggunakan rumus sebagai berikut:

$$H_{a-0} = \frac{V_0^2 - V_a^2}{2g} \text{ (ft)} \quad \text{(Church, 1972:218) (4.17)}$$

- dimana :
- $H_{a-0}$  : Velocity head (ft)
  - $V_0$  : Kecepatan udara masuk *eye* (fps)
  - $V_a$  : Kecepatan udara pada kondisi atmosfer (fps)
  - $g$  : Kecepatan gravitasi = 32,2 fps

Kemudian kita bisa menentukan perbandingan tekanan udaranya

$$\sum_{p_{a-0}}^{\frac{k-1}{k}} - 1 = \frac{\left(\frac{k-1}{k}\right) \times H_{a-0}}{R \times T_a} \quad \text{(Church, 1972:209) (4.18)}$$

- dimana :
- $\sum_{p_{a-0}}$  : Perbandingan tekanan udara
  - $R$  : konstanta udara = 53,34 ft.lb/lbm.°R
  - $T_a$  : Temperatur udara (K)
  - $k$  : konstanta = 1,4

Tekanan udara pada *impeller eye* ( $p_0$ ) bisa kita dapatkan :

$$p_0 = \frac{p_a}{\sum_{p_{a-0}}} \text{ (psi)} \quad \text{(Church, 1972:218) (4.19)}$$

- Dimana :  $p_a$  : Tekanan udara pada kondisi atmosfer (psi)

Temperatur udara pada *impeller eye* ( $T_0$ ) bisa kita dapatkan :

$$T_0 = \frac{T_a}{\sum_{p_{a-0}}} \text{ (K)} \quad \text{(Church, 1972:228) (4.20)}$$

Berat jenis aliran dapat kita cari :

$$\gamma_0 = \frac{p_0}{R \times T_0} \text{ (lb/ft}^3\text{)} \quad \text{(Church, 1972:228) (4.21)}$$

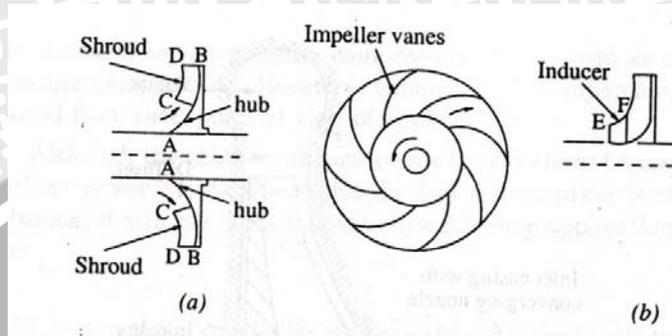
Kapasitas aliran yang lewat pada *impeller eye* dapat kita cari :

$$Q_0 = \frac{m}{\gamma_0} \text{ (ft}^3\text{/sec)} \quad \text{(Church, 1972:208) (4.22)}$$

Diameter *eye* ( $D_0$ ) bisa kita cari setelah kita menemukan diameter poros ( $d_p$ ) dan hub ( $d_h$ ) terlebih dahulu. Untuk mencari diameter *eye* ( $D_0$ ) bisa kita gunakan rumus sebagai berikut :

$$D_o = \sqrt{\frac{4}{\pi} x \frac{144 x Q_o}{V_o} + dh^2} \text{ (inch)} \quad (\text{Church, 1972:94}) \text{ (4.23)}$$

2.8.2 Impeler



Gambar 2.14 Impeller

Sumber : Pengantar Turbin Gas dan Motor Propulsi Wiranto Arismunandar, 286.  
 Pada bagian ini terjadi peningkatan energi kinetik dan tekanan statik.

Pada impeller itu sendiri terdapat empat bagian kecil lainnya seperti yang diperlihatkan pada gambar 2.14, antara lain :

1. *Impeller vanes*

Berfungsi untuk menyalurkan energi kinetik dari impeler ke fluida.

2. *Hub*

Bagian dari A-B (gambar diatas).

Untuk bagian hub, besar diameternya bisa kita dapat:

$$dh = dp + (0,25 - 2) \text{ (inch)} \quad (\text{Church, 1972:221}) \text{ (4. 24)}$$

dimana : dp = diameter poros (inch)

$$= \sqrt[3]{\frac{16 x T}{\pi x \tau_{ijin}}} \quad (\text{Spots : 134}) \text{ (4.25)}$$

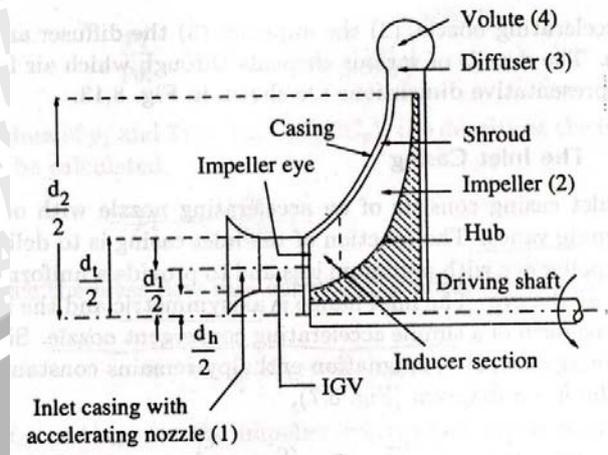
T = Torsi yang terjadi pada poros (lb in)

$$= 63000 \frac{SHP}{n} \quad (\text{Spots : 138}) \text{ (4.26)}$$

SHP = Daya poros (Hp)

n = Putaran (rpm)

$\tau_{ijin}$  = Tegangan ijin bahan (psi)



Gambar 2.15 Ukuran-Ukuran pada Komponen Impeler

Sumber : Pengantar Turbin Gas dan Motor Propulsi Wiranto Arismunandar, 297.

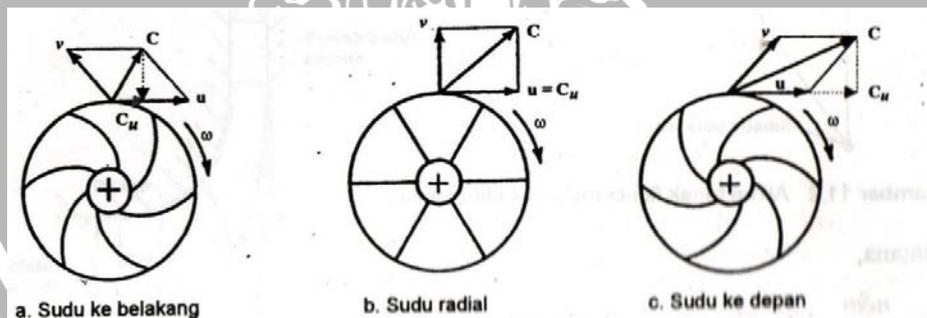
3. *Shroud*

Bagian dari C-D (gambar di atas).

4. *Inducer*

Bagian dari E-F (gambar diatas). Berfungsi untuk menaikkan momen angular dari fluida tanpa menaikkan besarnya rotasi radius dari *inducer*.

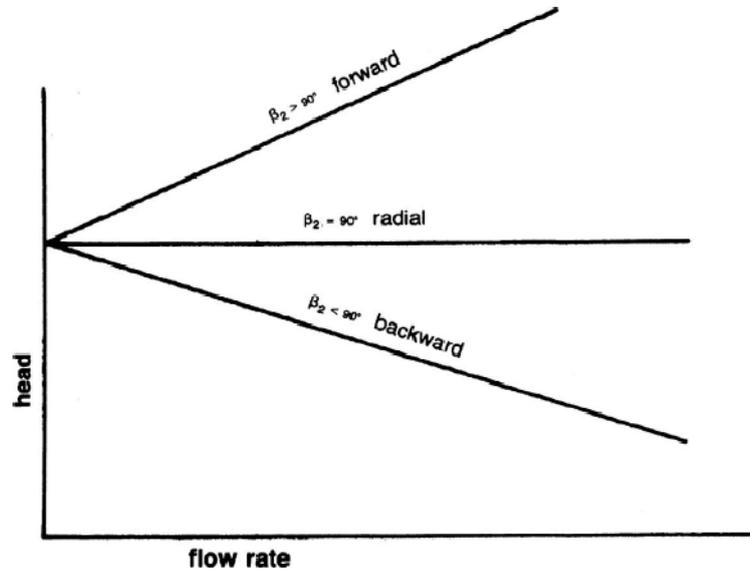
Berdasarkan arah sudunya impeler itu sendiri terdiri dari tiga macam, antara lain sudu ke belakang, sudu radial dan sudu ke depan. Perbedaan ketiga jenis impeler itu berdasarkan arah sudunya. Berikut gambar ketiganya.



Gambar 2.16 Tiga Jenis Arah Sudut Keluar Sudu Impeler

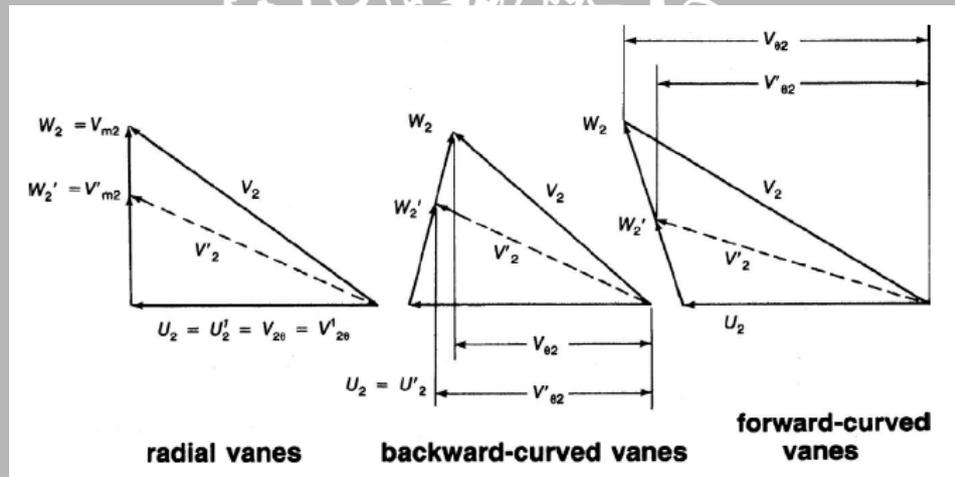
Sumber : Pengantar Turbin Gas dan Motor Propulsi. Wiranto Arismunandar, 380.

Dalam perencanaan sudu masuk kompresor ( $D_1$ ), nilainya harus lebih besar dari diameter *eye*.



Gambar 2.17 Karakteristik Head dan Flow rate

Sumber : *Gas Turbine Engineering Handbook*, Meherwan P. Boyce, 224.

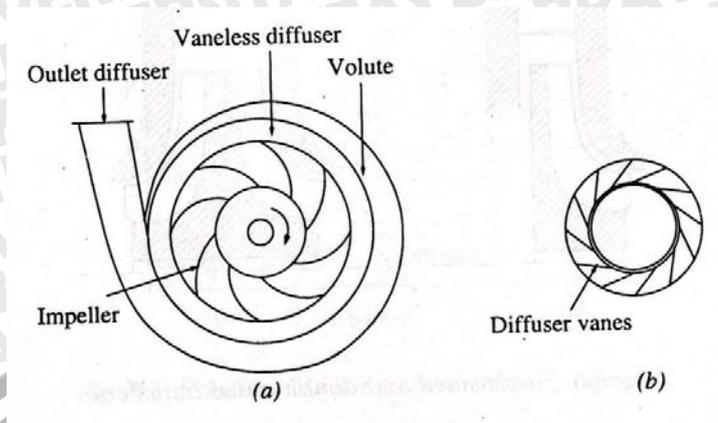


Gambar 2.18 Segitiga Kecepatan

Sumber : *Gas Turbine Engineering Handbook*, Meherwan P. Boyce, 226.

### 2.8.3 Difuser

Pada bagian ini terjadi perubahan energi, dari energi kinetik dari fluida kerja menjadi energi potensial berupa tekanan.



Gambar 2.19 Difuser

Sumber : Pengantar Turbin Gas dan Motor Propulsi, Wiranto Arismunandar, 287.

Dalam perencanaan difuser diadakan anggapan bahwa aliran udara antara *impeller tip* dan difuser mengikuti *logaritmik spiral* sehingga udara masuk sudu difuser akan mempunyai sudut absolut yang sama dengan sudut keluar saat meninggalkan impeler.

Kecepatan udara pada sisi masuk difuser ( $V_3$ ) berkisar antara :

$$V_3 = (0,5 - 0,7) V_2 \quad (\text{Church, 1972: 238}) \quad (4.27)$$

Dimana :  $V_2$  = Kecepatan udara keluar impeler

Luas penampang saluran dapat direncanakan :

$$A_3 = \frac{Q_2}{V_3} \quad (\text{inch}) \quad (\text{Church, 1972: 252}) \quad (4.28)$$

Dimana :  $A_3$  = Luas penampang saluran masuk

$Q_2$  = Kapasitas aliran udara pada sisi keluar impeler

Lebar saluran masuk ( $b_3$ ) dapat kita rencanakan :

$$b_3 = b_2 + 2 \quad (\text{axial clearance}) \quad (\text{Lee : 367}) \quad (4.29)$$

Dimana :  $b_2$  = Lebar sudu pada sisi keluar impeler (inch)

*Axial clearance* = 0, 2 inch

Tinggi saluran ( $h_3$ ) dapat dihitung :

$$h_3 = \frac{A_3}{i \times b_3} \quad (\text{inch}) \quad (\text{Lee : 368}) \quad (4.30)$$

dimana :  $i$  = Jumlah sudu difuser

Menurut buku *Theory and design of steam and gas turbine* karangan John F. Lee, diameter saluran masuk ( $D_3$ ) dapat direncanakan dengan:

$$D_3 = D_2 \times 1,1812 \text{ (inch)}$$

Dimana :  $D_2$  = Diameter luar impeler (inch)

*Head adiabat* (ft) yang terjadi dari *impeller tip* sampai saluran sisi keluar difuser:

$$Had_{2-4} = \frac{(V_2')^2 - (V_4)^2}{i \times b_3} \text{ (ft)} \quad (\text{Lee : 370}) \text{ (4.31)}$$

Dimana :  $(V_2')^2$  = Kecepatan absolut aktual (fps)

$(V_4)^2$  = Kecepatan aliran udara pada saat meninggalkan saluran keluar difuser (fps) .

Aliran udara selama berlangsung antara *impeller tip* sampai saluran keluar difuser terjadi kerugian yang disebabkan aliran turbulen. Energi kinetis yang terjadi hanya dapat diubah menjadi energi tekanan hanya sekitar 40-60% dari besarnya *velocity head*.

Tekanan udara pada saluran keluar dapat diperoleh:

$$\sum \frac{k-1}{p_{2-4}} - 1 = \frac{\left(\frac{k-1}{k}\right) \times H_{p_{2-4}}}{R \times T_2} \quad (\text{Church, 1972:230}) \text{ (4.32)}$$

$$p_4 = \sum p_{2-4} \times p_3$$

dimana :  $\sum p_{2-4}$  : Perbandingan tekanan udara

$H_{p_{2-4}}$  : *Pressure head*

R : konstanta udara = 53,34 ft.lb/lbm.°R

$T_2$  : Temperatur udara (°K)

k : konstanta = 1,4

$p_4$  : Tekanan keluar difuser (psi)

$p_3$  : Tekanan masuk difuser (psi)

Temperatur udara pada saluran keluar dapat diperoleh:

$$\sum \frac{k-1}{p_{2-4}} - 1 = \frac{\left(\frac{k-1}{k}\right) \times H_{ad_{2-4}}}{R \times T_2} \quad (\text{Church, 1972:230}) \text{ (4.33)}$$

$$T_4 = \sum p_{2-4} \times T_3$$

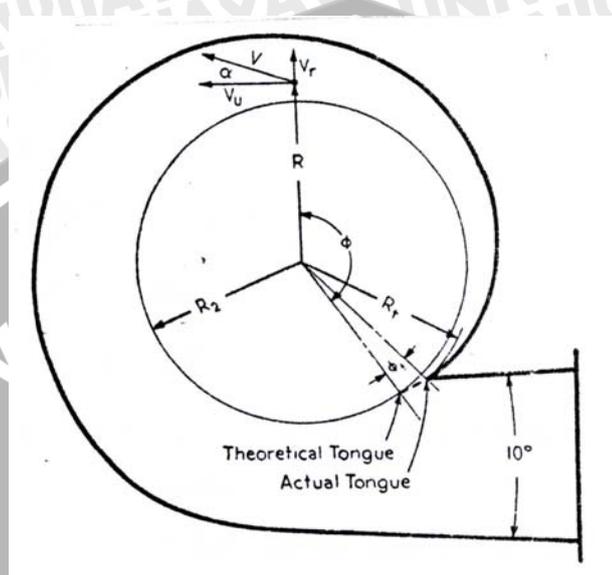
dimana :  $T_4$  : Temperatur keluar difuser (°K)

$T_3$  : Temperatur masuk difuser (°K)

#### 2.8.4 Casing

*Casing* / rumah impeler merupakan suatu pengumpul atau penampung dari aliran fluida setelah melauai difuser. Didalam casing terjadi perubahan energi dari energi kinetik

menjadi energi potensial berupa tekanan. Karena terjadinya penambahan luas penampang maka udara yang memiliki kecepatan tinggi setelah melewati difuser akan menurun kecepatannya dan tekanannya akan semakin meningkat. Aliran didalam *casing* ini mendekati *spiral flow*.



Gambar 2.20 *Volute casing*

Sumber : *Centrifugal Pump and Blower*. Austin H. Church, 118.

## BAB III

### METODE PERENCANAAN

#### 3.1 Metode Perencanaan

Metode yang digunakan dalam perencanaan skripsi ini adalah dengan studi literatur yang diperoleh dari perpustakaan jurusan mesin dan pusat Universitas Brawijaya dengan bantuan software Mic. Excel dan AutoCad 2004 dengan didukung data-data perencanaan awal.

#### 3.2 Tempat dan Waktu Perencanaan

Tempat dan waktu perencanaan skripsi ini berada di kampus Universitas Brawijaya pada tahun ajaran 2008 / 2009.

#### 3.3 Sistematika Penulisan

Dalam penelitian ini menggunakan sistematika penulisan sebagai berikut :

##### **BAB I : PENDAHULUAN**

Menjelaskan mengenai latar belakang, rumusan masalah, batasan masalah, tujuan perencanaan dan manfaat yang diperoleh dari perencanaan.

##### **BAB II : TINJAUAN PUSTAKA**

Menjelaskan mengenai dasar teori yang digunakan dalam pertimbangan untuk pengambilan data-data awal perencanaan.

##### **BAB III : METODE PERENCANAAN**

Menjelaskan langkah-langkah penelitian yang digunakan dalam perencanaan.

##### **BAB IV : PERENCANAAN KOMPRESOR**

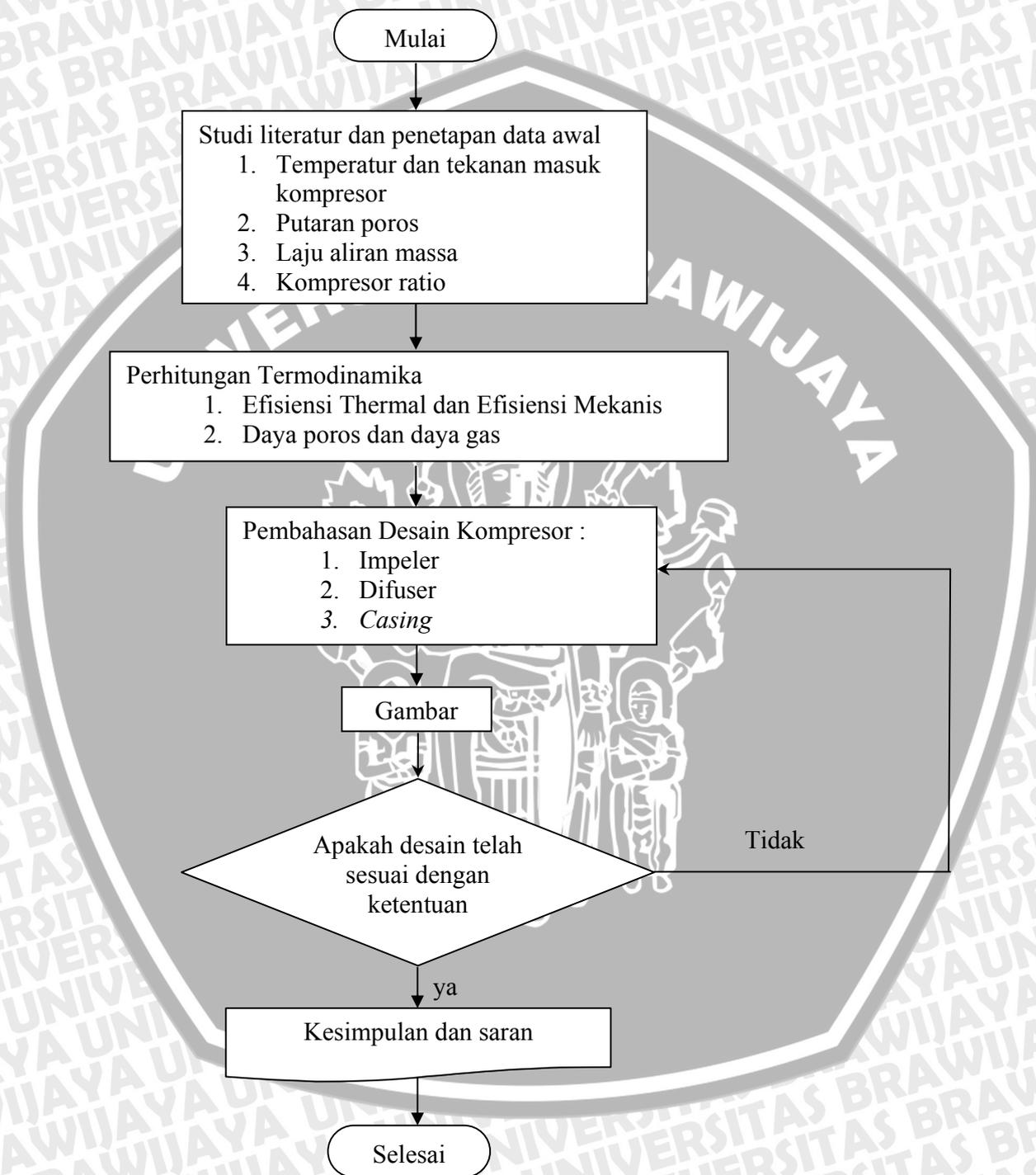
Menjelaskan mengenai langkah – langkah dan hasil yang didapat dalam perencanaan.

##### **BAB V : KESIMPULAN DAN SARAN**

Merupakan poin-poin penting dari hasil perencanaan yang diperoleh dan saran untuk pengembangan penelitian selanjutnya.

### 3.4 Diagram Alir Perencanaan

Gambar 3.1 dibawah ini menunjukkan diagram alir perencanaan



Gambar 3.1 Diagram Alir

## BAB IV PERENCANAAN KOMPRESOR

### 4.1 Penentuan Jenis Kompresor

Pada sistem turbin gas, kompresor berfungsi untuk memampatkan sejumlah udara pada tekanan tertentu yang selanjutnya udara bertekanan tersebut dimasukkan ke dalam ruang bakar untuk proses pembakaran. Kompresor yang dibutuhkan dalam perencanaan ini mempunyai dimensi yang relatif kecil serta dibutuhkan putaran tinggi. Sehingga dipilih kompresor sentrifugal satu tingkat, sesuai dengan penggunaan kompresor pada instalasi turbin gas pada umumnya.

### 4.2 Penentuan Dimensi Utama Kompresor

Sesuai dengan perhitungan pada bab sebelumnya sehingga didapat :

- Tekanan udara masuk kompresor ( $P_0$ ) = 1 bar
- Temperatur udara masuk kompresor ( $T_0$ ) =  $25^\circ\text{C} = 537^\circ\text{R}$
- Putaran kompresor sama dengan putaran turbin gas sebesar 36000 rpm.
- Untuk daya output 2 kW, menurut Fritz Dietsel, Dakso Sriyono dalam bukunya Turbin Pompa dan Kompresor, halaman 154:

“ Perbandingan antara daya yang berguna ( $N_n$ ), daya yang dihasilkan turbin ( $N_t$ ) dan daya yang digunakan untuk menggerakkan kompresor ( $N_c$ ) adalah 1 : 3 : 2.

Jika daya yang berguna ( $N_n$ ) = 2 kW

Maka :

$$N_c = (2 : 1) \times 2 \text{ kW} = 4 \text{ kW}$$

### 4.3 Perencanaan Impeler

#### 4.3.1 Kondisi Udara pada *Impeller Eye*

1. Kecepatan aksial udara masuk *impeller eye* ( $V_0$ )

Berdasarkan pustaka *Centrifugal Pump and Blower* karangan Austin H. Church hal. 221, kecepatan aksial udara masuk *impeller eye* berkisar 100 – 250 fps.

Kita rencanakan kecepatannya sebesar 150 fps.

2. *Velocity head pada impeller eye* ( $H_{a-0}$ )

$$H_{a-0} = \frac{V_2^2 - V_0^2}{2 \times g} \text{ (ft)} \quad \text{(Church, 1972: 218) (4.1)}$$

dimana :  $V_0$  = Kecepatan udara pada kondisi atmosfer

$g$  = Percepatan gravitasi ( $\text{ft/s}^2$ )

$$H_{a-0} = \frac{150 \text{ (ft/s)}^2 - 0 \text{ (ft/s)}^2}{2 \times 32.2 \text{ ft/s}^2}$$

$$H_{a-0} = 349,3789 \text{ ft}$$

3. Perbandingan tekanan udara ( $r_{pa-0}$ )

$$H_{a-0} = \frac{k}{k-1} \times R \times T_a \times \left( r_{pa-0}^{\frac{k-1}{1}} - 1 \right) \quad \text{(Church, 1972: 209) (4.2)}$$

dimana :  $k = 1,4$

$R$  = konstanta gas (53,34 ft.lb/lbm.°R)

$T_a$  = Temperatur awal udara masuk (°R)

$$349,3789 = 3,5 \times 53,34 \times 537 \times \left( r_{pa-0}^{0,286} - 1 \right)$$

$$r_{pa-0}^{0,286} = 1,0035$$

$$r_{pa-0} = 1,0124$$

4. Tekanan udara pada *impeller eye* ( $p_0$ )

$$p_0 = \frac{p_a}{r_{pa-0}} \text{ (psi)} \quad \text{(Church, 1972:218) (4.3)}$$

dimana :  $p_a$  = Tekanan udara pada kondisi atmosfer (psi)

$$p_0 = \frac{14,5}{1,0124}$$

$$p_0 = 14,32 \text{ psi}$$

5. Temperatur udara pada *impeller eye* ( $T_0$ )

$$T_0 = \frac{T_a}{r_{pa-0}^{0,286}} \text{ (°R)} \quad \text{(Church, 1972:228) (4.4)}$$

dimana :  $T_a$  = Temperatur udara pada kondisi masuk (°R)

$$T_0 = \frac{537}{1,0062}$$

$$T_0 = 535,13 \text{ °R}$$

6. Rapat massa aliran pada *impeller eye* ( $\gamma_0$ )

$$\gamma_0 = \frac{p_0}{R \times T_a} \text{ (lb/ft}^3\text{)} \quad \text{(Church, 1972:228) (4.5)}$$

$$\gamma_0 = \frac{144 \times 14,32}{53,34 \times 535,13}$$

$$\gamma_0 = 0,0723 \text{ (lb/ft}^3\text{)}$$

7. Kapasitas udara yang melalui *impeller eye* ( $Q_0$ )

$$Q_0 = \frac{m}{\gamma_0} \text{ (ft}^3\text{/s)} \quad \text{(Church, 1972:208) (4.6)}$$

$$Q_0 = \frac{0,0491}{0,0723} \text{ (ft}^3\text{/s)}$$

$$Q_0 = 0,6795 \text{ (ft}^3\text{/s)}$$

### 8.3.2 Ukuran Utama Saluran Masuk Impeler

1. Perencanaan diameter poros

- Untuk menentukan diameter *eye*, maka perlu diketahui terlebih dahulu diameter poros dan hub. Dalam perhitungan disini hanya didasarkan pada ketahanan terhadap momen puntir. Berdasarkan referensi *Design of machine element* dari M.F Spotts hal. 134, kita pilih bahan poros dari SAE 1010, dimana :

$$\sigma_{yp} = 31.000 \text{ psi}$$

Tegangan kerja bahan yang diambil

$$\begin{aligned} \tau_{kerja} &= 0,5 \times 31.000 \\ &= 15.500 \text{ psi} \end{aligned}$$

Bila kita ambil *safety factor* (sf) adalah 3. Karena adanya lubang pasak maka harus kita kurangi sebesar 25 %.

$$\tau_{ijin} = \frac{0,75 \times \tau_{kerja}}{sf} \quad \text{(Spotts : 72) (4.7)}$$

$$\tau_{ijin} = \frac{0,75 \times 15.500}{3}$$

$$\tau_{ijin} = 3875 \text{ psi}$$

- Torsi yang terjadi pada poros

$$T = 63000 \frac{SHP}{n} \quad \text{(Spotts : 138) (4.8)}$$

$$SHP = \frac{aHP}{\eta_{ad}}$$

Dimana : SHP = *shaft horse power*

n = putaran (36.000 rpm)

aHP = *adiabatic horse power* (4 kW = 5.44 hp)

$\eta_{ad}$  = efisiensi adiabatik (0,83 – 0,85). Kita ambil 0,83

$$T = 63000 \frac{(5.4385/0,83)}{36.000}$$

$$T = 11,4667 \text{ lb in}$$

- Diameter poros (dp)

$$dp = \sqrt[3]{\frac{16 \times T}{\pi \times \tau_{ijin}}} \quad (\text{Spots : 134}) \quad (4.9)$$

$$dp = \sqrt[3]{\frac{16 \times 11,4667}{3,14 \times 3875}}$$

$$dp = \sqrt[3]{0,0151}$$

$$dp = 0,2472 \text{ inch}$$

Diameter poros (dp) agar supaya lebih aman sebelum diperhitungkan dengan beban impeler dan defleksinya maka dp kita ambil sebesar 0,7 inch.

2. Perencanaan diameter hub (dh)

Diameter hub biasanya dibuat lebih besar 0,25 – 2 inch dari diameter poros.

Kita ambil 2 inch.

$$dh = dp + 2 \quad (\text{Church, 1972:221}) \quad (4.10)$$

$$= 0,7 + 2$$

$$= 2,7 \text{ inch}$$

3. Perencanaan diameter eye (D<sub>0</sub>)

$$D_0 = \sqrt{\frac{4 \times (144 \times Q_0)}{\pi \times v_0}} + dh^2 \quad (\text{Church, 1972: 94}) \quad (4.11)$$

$$D_0 = \sqrt{\frac{4 \times (144 \times 0,6795)}{3,14 \times 150}} + 2,7^2$$

$$D_0 = \sqrt{0,8309 + 7,29}$$

$$D_0 = \sqrt{8,1209}$$

$$D_0 = 2,8439 \text{ inch}$$

4. Perencanaan diameter sudu masuk (D<sub>1</sub>)

Berdasarkan pustaka *Centrifugal Pump and Blower* karangan Austin H. Church hal.221, diameter sudu masuk direncanakan lebih besar 1,18 inch dari diameter eye. Jadi, diameter sudu masuk sebesar 4,0239 inch.

5. Kecepatan tangensial (kecepatan impeler)

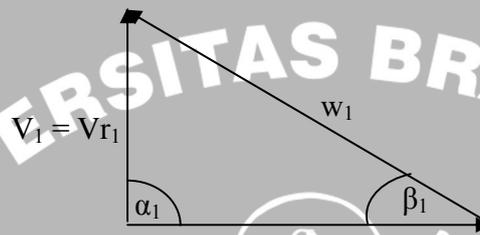
$$u_1 = \frac{\pi \times D_1 \times n}{720} \quad (\text{Church, 1972:222}) \quad (4.12)$$

$$u_1 = \frac{3,14 \times 4,0239 \times 36000}{720}$$

$$u_1 = 631,7512 \text{ fps}$$

6. Sudut masuk sudu impeler

Dalam perencanaan tidak menggunakan *inlet guide vane* dengan demikian kecepatan absolut udara masuk berjalan secara radial ( $\alpha_1 = 90^\circ$ ). Maka kecepatan udara masuk impeler ( $V_a$ ) harganya lebih besar dari kecepatan awal ( $V_0$ ) yaitu 5% - 10%.



Gambar 4.1 Segitiga Kecepatan pada Sisi Masuk

$$V_1 = V_{r1} = 1,10 \times 150$$

$$= 165 \text{ fps}$$

$$\tan \beta_1 = \frac{V_1}{u_1}$$

$$\tan \beta_1 = \frac{165}{631,7512}$$

$$\tan \beta_1 = 0,2612$$

$$\beta_1 = 14,64^\circ$$

dimana :  $\beta_1$  = sudut kelengkungan sudu

Berdasarkan pustaka *Centrifugal Pump and Blower* karangan Austin H. Church hal.229, untuk menjaga karena adanya penyimpangan sudut akibat perubahan sudut akibat perubahan arus aliran (kontraksi), maka sudut  $\beta_1$  harus ditambah sebesar 3% dari harga  $\tan \beta_1$ .

$$\tan \beta_1' = 1.03 \times 0,2612$$

$$\tan \beta_1' = 0,2690$$

$$\beta_1' = 15,06^\circ$$

sehingga kecepatan relatifnya didapat,

$$w_1 = \sqrt{u_1^2 + v_1^2}$$

$$w_1 = \sqrt{631,7512^2 + 165^2}$$

$$w_1 = \sqrt{426334,5612}$$

$$w_1 = 652,943 \text{ fps}$$

7. Luas saluran masuk ( $A_1$ )

$$A_1 = \frac{Q_0}{V_1} \text{ in}^2 \quad (\text{Church, 1972:228}) \quad (4.13)$$

$$A_1 = \frac{0,6795 \times 144}{165} \text{ in}^2$$

$$A_1 = 0,593 \text{ in}^2$$

8. Lebar sudu pada sisi masuk ( $b_1$ )

$$b_1 = \frac{144 \times Q_0'}{\pi \times V_1 \times D_1 \times \varepsilon_1} \quad (\text{Church, 1972:222}) \quad (4.14)$$

Dimana :  $Q_0'$  :  $Q_0 \times$  kebocoran yang terjadi melalui sela-sela rumah impeler. Berdasarkan pustaka *Centrifugal Pump and Blower* karangan *Austin H. Church* hal.222. Diperkirakan kebocoran yang terjadi 5%.

$\varepsilon_1$  : faktor ketebalan sudu, Berdasarkan pustaka *Centrifugal Pump and Blower* karangan *Austin H. Church* hal.222 adalah (0,85 – 0,95). Kita ambil 0,85.

$$Q_0' = 0,6795 \times 1,05$$

$$= 0,7135 \text{ ft}^3/\text{s}$$

$$b_1 = \frac{144 \times 0,7135}{3,14 \times 165 \times 4,0239 \times 0,85}$$

$$b_1 = \frac{102,744}{564,3519}$$

$$b_1 = 0,4531 \text{ inch}$$

### 8.3.3 Ukuran Utama Saluran Keluar Impeler

1. Diameter luar impeler ( $D_2$ )

Untuk menentukan besarnya diameter luar impeler, Berdasarkan pustaka *Centrifugal Pump and Blower* karangan *Austin H. Church* hal.54 biasanya besarnya diameter luar impeler 0,5 – 2 kali besarnya dari diameter sudu masuk ( $D_1$ ). Disini kita rencanakan besarnya diameter luar 2 kali besarnya sudu masuk.

$$D_2 = 2 \times 4,0239$$

$$= 8,0478 \text{ inch}$$

## 2. Kecepatan tangensial ( $u_2$ )

$$u_2 = \frac{\pi \times D_2 \times n}{720} \quad (\text{Church, 1972:230}) \quad (4.15)$$

$$u_2 = \frac{3,14 \times 8,0478 \times 36000}{720}$$

$$u_2 = 1263,5024 \text{ fps}$$

## 3. Sudut keluar sudu impeler ( $\beta_2$ )

Dalam perencanaan sudu keluar impeler ada tiga macam bentuk yang bisa digunakan, antara lain :

1. *Forward* ( $\beta_2 > 90^\circ$ )
2. *Backward* ( $\beta_2 < 90^\circ$ )
3. *Radial* ( $\beta_2 = 90^\circ$ )

Masing-masing bentuk sudu tersebut memiliki keuntungan dan kerugian tersendiri. Disini kita akan menggunakan bentuk sudu yang *backward* dengan mempertimbangkan efisiensi. Dari ketiga bentuk sudu tersebut bentuk *backward* memiliki efisiensi yang paling tinggi (Austin H. Church). *Centrifugal Pump and Blower* karangan Austin H. Church hal. 223, besarnya sudut ( $\beta_2$ ) yang biasanya digunakan antara  $60^\circ - 70^\circ$ . Jumlah sudu ( $z$ ) yang biasa digunakan antara 15 – 30. Jadi disini kita rencanakan sudu yang dipakai adalah bentuk *backward* dengan besar sudutnya  $70^\circ$  yang berjumlah 20.

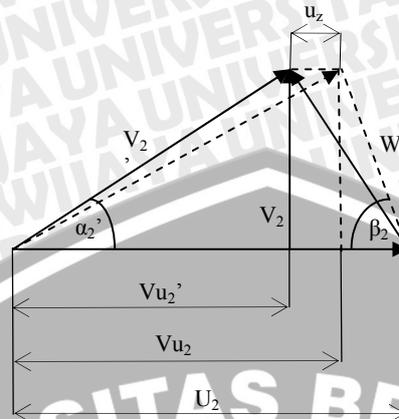
## 4. Segitiga Kecepatan

Berdasarkan pustaka *Centrifugal Pump and Blower* karangan Austin H. Church hal. 223, komponen radial ( $V_{r2}$ ) dari kecepatan gas keluar impeler dibuat lebih rendah dari kecepatan masuk ( $V_1$ ).

$$V_1 > V_{r2}$$

Hal ini disebabkan adanya kerugian yang terjadi selama udara melalui impeler.

Oleh karena itu kecepatan radial gas keluar,  $V_{r2}$  kita rencanakan sebesar 130 fps.



Gambar 4.2 Segitiga Kecepatan pada Sisi Keluar

- Kecepatan absolut pada komponen tangensial

$$Vu_2 = u_2 - \frac{vr_2}{\tan \beta_2}$$

$$Vu_2 = 1263,5024 - \frac{130}{\tan 70^\circ}$$

$$Vu_2 = 1216,1862 \text{ fps}$$

- Kecepatan absolut aktual pada komponen tangensial

$$Vu_2' = Vu_2 - u_z$$

Dimana :  $u_z$  : kerugian karena sirkulasi

$$u_z = u_2 \times \frac{\pi \times \sin \beta_2}{z} \quad (\text{Church, 1972:224}) \quad (4.16)$$

$$u_z = 1263,5025 \times \frac{3,14 \times \sin 70^\circ}{20}$$

$$u_z = 186,4067, \text{ fps}$$

Jadi,

$$Vu_2' = (1216,1862 - 186,4067) \text{ fps}$$

$$Vu_2' = 1029,7795 \text{ fps}$$

- Kecepatan absolut aktual

$$V_2' = \sqrt{Vr_2^2 + (Vu_2')^2}$$

$$V_2' = \sqrt{130^2 + 1029,7795^2}$$

$$V_2' = \sqrt{1077345,8074}$$

$$V_2' = 1037,9527 \text{ fps}$$

- Kecepatan absolut virtual

$$V_2 = \sqrt{Vr_2^2 + Vu_2^2}$$

$$V_2 = \sqrt{130^2 + 1216,1862^2}$$

$$V_2 = \sqrt{1496008,8354}$$

$$V_2 = 1223,1144 \text{ fps}$$

- Kecepatan relatif

$$w_2 = \sqrt{Vr_2^2 + (u_2 - Vu_2)^2}$$

$$w_2 = \sqrt{130^2 + (1263,5024 - 1216,1862)^2}$$

$$w_2 = \sqrt{19138,8133}$$

$$w_2 = 138,3431 \text{ fps}$$

- Sudut aktual keluar

$$\tan \alpha_2' = \frac{Vr_2}{Vu_2'}$$

$$\tan \alpha_2' = \frac{130}{1029,7795}$$

$$\alpha_2' = 7,19^\circ$$

- Pressure head yang terjadi didalam impeler

$$H_{vir \sim p} = \frac{1}{2g} x \{ (u_2^2 - u_1^2) + (w_1^2 - w_2^2) \}$$

(Church, 1972:219) (4.17)

$$H_{vir \sim p} = \frac{1}{2 \times 32,2} x \{ (1263,5024^2 - 631,7512^2) + (652,9430^2 - 138,3431^2) \}$$

$$H_{vir \sim p} = \frac{1}{64,4} x \{ 1197328,7361 + 407195,7479 \}$$

$$H_{vir \sim p} = \frac{1}{64,4} x \{ 1604524,4839 \}$$

$$H_{vir \sim p} = 24914,9750 \text{ ft}$$

- Circulatory flow coeffisien

$$\eta_{\sim} = \frac{Vu_2'}{Vu_2}$$

(Church, 1972:229) (4.18)

$$\eta_{\sim} = \frac{1029,7795}{1216,1862}$$

$$\eta_{\sim} = 0,8467$$

- Pressure head actual (yang berguna)

$$H_{vir z} = \eta_{\sim} \times H_{vir \sim p} \quad (\text{Church, 1972:230}) \quad (4.19)$$

$$H_{vir z} = 0,8467 \times 24914,9750$$

$$H_{vir z} = 21096,2191 \text{ ft}$$

### 8.3.4 Kondisi Udara pada Sisi Keluar

Kondisi udara pada sisi keluar sudu dapat dihitung dengan anggapan bahwa kondisi udara pada sisi masuk sudu sama dengan kondisi pada eye impeler.

$$T_1 = T_0 = 535,13 \text{ }^\circ\text{R}$$

$$p_1 = p_0 = 14,32 \text{ psi}$$

$$\gamma_1 = \gamma_0 = 0,0723 \text{ lb/ft}^3$$

$$Q_1 = Q_0 = 0,6795 \text{ ft}^3/\text{sec}$$

dimana : notasi 0 = kondisi pada eye

notasi 1 = kondisi pada sudu masuk

- Tekanan udara pada sisi keluar dihitung berdasarkan pada  $H_{vir z}$

$$\sum_{p_{0-1}}^{0,283} -1 = \frac{0,283 \times H_{vir z}}{R \times T_1} \quad (\text{Church, 1972:230}) \quad (4.20)$$

$$\sum_{p_{0-1}}^{0,283} -1 = \frac{0,283 \times 21096,2191}{53,34 \times 535,13}$$

$$\sum_{p_{0-1}}^{0,283} = 1,3498$$

$$\sum_{p_{0-1}} = 2,8572$$

$$p_2 = \sum_{p_{0-1}} \times p_1$$

$$p_2 = 2,8572 \times 14,32$$

$$p_2 = 40,9235 \text{ psi}$$

- Temperatur udara pada sisi keluar dihitung berdasarkan pada  $H_{vir \sim p}$

$$\sum_{p_{0-1}}^{0,283} -1 = \frac{0,283 \times 24914,9750}{R \times T_1} \quad (\text{Church, 1972:230}) \quad (4.21)$$

$$\sum_{p_{0-1}}^{0,283} -1 = \frac{0,283 \times 3756,7367}{53,34 \times 633,7}$$

$$\sum_{p_{0-1}}^{0,283} = 1,4131$$

Berdasarkan persamaan untuk proses adiabatik, maka temperatur keluar impeler

( $T_2$ )

$$T_2 = T_1 \times 1,4131$$

$$T_2 = 756,2 \text{ } ^\circ\text{R}$$

- Rapat massa aliran ( $\gamma_2$ )

$$\gamma_2 = \frac{p_2}{R \times T_2} \text{ (lb/ft}^2\text{)} \quad \text{(Church, 1972:228) (4.22)}$$

$$\gamma_2 = \frac{40,9235 \times 144}{53,34 \times 756,2} \text{ (lb/ft}^2\text{)}$$

$$\gamma_2 = 0,1461 \text{ (lb/ft}^2\text{)}$$

- Lebar sudu sisi keluar ( $Q_2$ )

Diperkirakan terjadi kebocoran. Kebocoran yang terjadi direncanakan 5 %.

$$Q_2 = \frac{\dot{m} + \dot{m}_l}{\gamma_2} \quad \text{(Church, 1972:228) (4.23)}$$

$$Q_2 = \frac{0,0491 + 0,0025}{0,1461}$$

$$Q_2 = 0,3532 \text{ ft}^3\text{/sec}$$

- Luas penampang sudu

$$A_2 = \frac{Q_2}{V_{r2}} \text{ in}^2 \quad \text{(Church, 1972:228) (4.24)}$$

$$A_2 = \frac{0,3532 \times 144}{130} \text{ in}^2$$

$$A_2 = 0,3912 \text{ in}^2$$

- Tebal sudu

$$\varepsilon_2 = \frac{\pi \times D_2 - \frac{z \times t}{\sin \beta_2}}{\pi \times D_2} \quad \text{(Church, 1972:224) (4.25)}$$

$$\varepsilon_2 = \frac{\pi \times D_2 \times (1 - \varepsilon_2) \times \sin \beta_2}{z}$$

$$\varepsilon_2 = \frac{3,14 \times 8,0472 \times (1 - 0,85) \times \sin 70}{20}$$

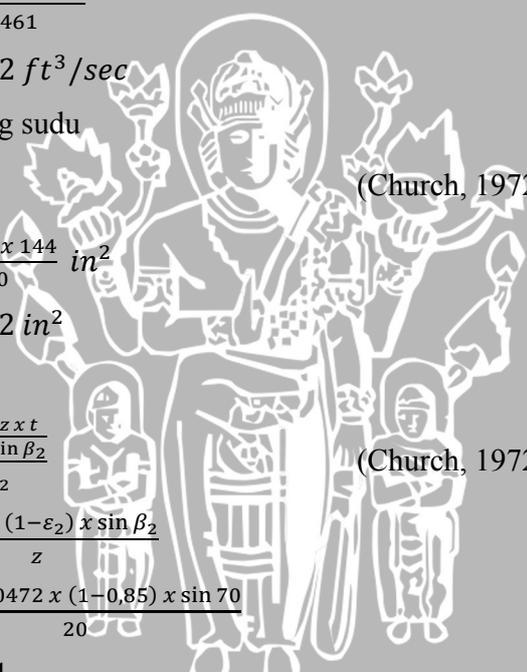
$$\varepsilon_2 = 0,1751$$

- Lebar sudu

$$b_2 = \frac{144 \times Q_2}{\pi \times V_{r2} \times D_2 \times \varepsilon_2} \quad \text{(Church, 1972:252) (4.26)}$$

$$b_2 = \frac{144 \times 0,3532}{3,14 \times 130 \times 8,0478 \times 0,1781}$$

$$b_2 = 0,8531 \text{ in}^2$$



Ringkasan perencanaan impeler

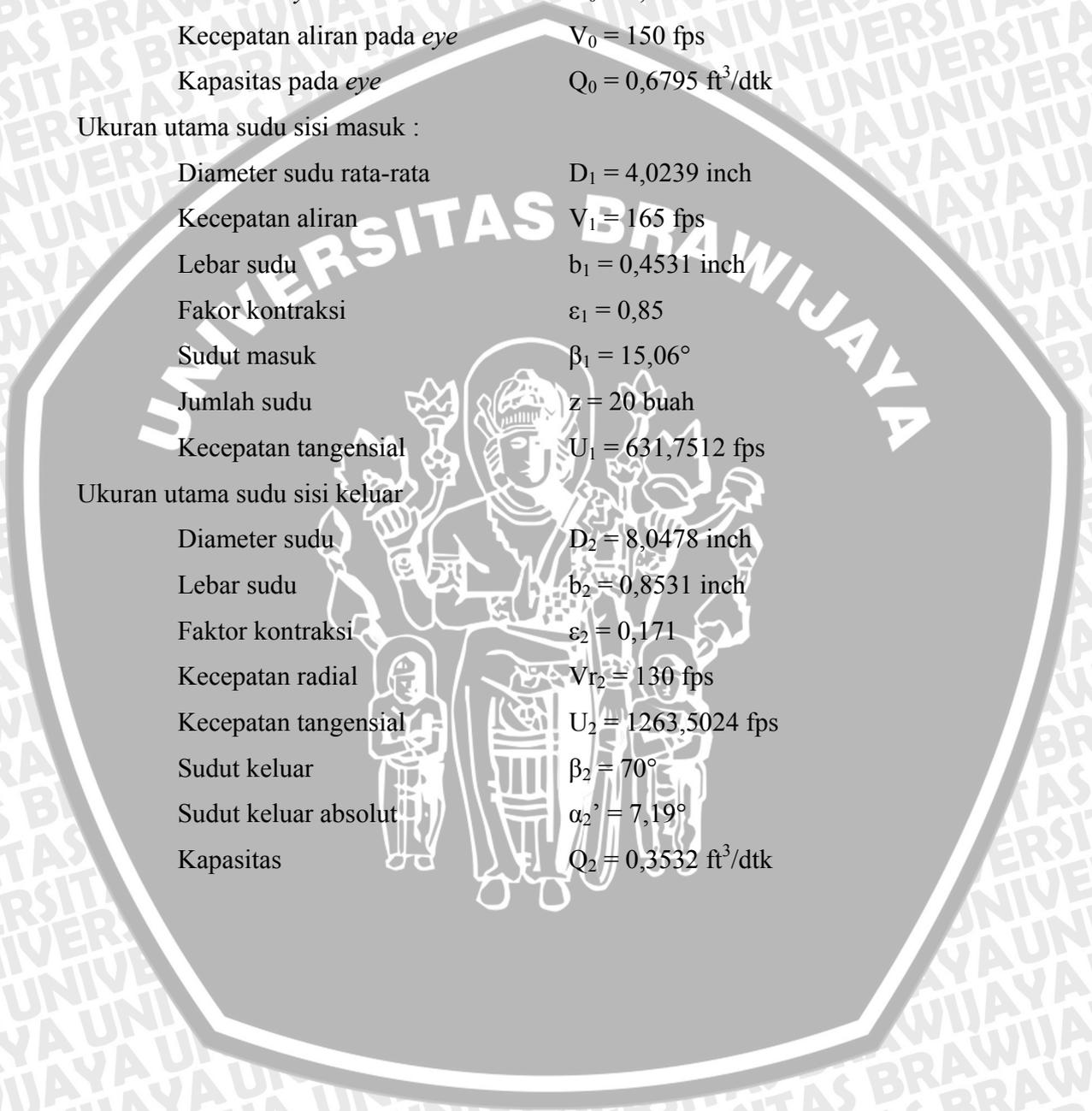
Diameter poros	$d_p = 0,2831$ inch
Diameter hub	$d_h = 2,3781$ inch
Diameter <i>eye</i>	$D_0 = 2,8439$ inch
Kecepatan aliran pada <i>eye</i>	$V_0 = 150$ fps
Kapasitas pada <i>eye</i>	$Q_0 = 0,6795$ ft <sup>3</sup> /dtk

Ukuran utama sudu sisi masuk :

Diameter sudu rata-rata	$D_1 = 4,0239$ inch
Kecepatan aliran	$V_1 = 165$ fps
Lebar sudu	$b_1 = 0,4531$ inch
Faktor kontraksi	$\epsilon_1 = 0,85$
Sudut masuk	$\beta_1 = 15,06^\circ$
Jumlah sudu	$z = 20$ buah
Kecepatan tangensial	$U_1 = 631,7512$ fps

Ukuran utama sudu sisi keluar

Diameter sudu	$D_2 = 8,0478$ inch
Lebar sudu	$b_2 = 0,8531$ inch
Faktor kontraksi	$\epsilon_2 = 0,171$
Kecepatan radial	$V_{r2} = 130$ fps
Kecepatan tangensial	$U_2 = 1263,5024$ fps
Sudut keluar	$\beta_2 = 70^\circ$
Sudut keluar absolut	$\alpha_2' = 7,19^\circ$
Kapasitas	$Q_2 = 0,3532$ ft <sup>3</sup> /dtk



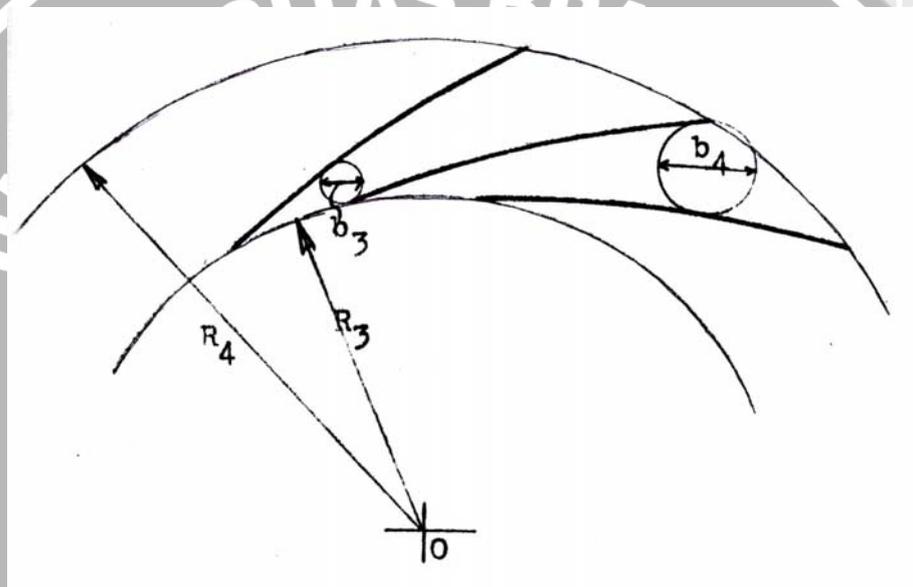
#### 4.4 Perencanaan Difuser

Didalam perencanaan difuser diadakan anggapan bahwa aliran udara antara *impeller tip* dan difuser mengikuti *logarithmic spiral* sehingga udara yang masuk sudu difuser akan mempunyai sudut absolut yang sama dengan sudut keluar saat meninggalkan impeler ( $\alpha_2'$ ).

$$\text{Sudut } \beta_3 = \beta_4 = \alpha_2' = 7,19^\circ.$$

Kecepatan aliran udara pada sisi masuk dibuat lebih rendah dari pada saat meninggalkan impeler.

##### 4.4.1 Kondisi Udara pada Sisi Masuk



Gambar 4.3 Saluran Difuser

Berdasarkan pustaka *Centrifugal Pump and Blower* karangan Austin H. Church hal. 238. Kecepatan udara pada sisi masuk difuser berkisar antara:

$$V_3 = (0,5 - 0,7) V_2' \quad (\text{Church, 1972:238}) \quad (4.27)$$

Direncanakan :

$$V_3 = 0,5 \times 1037,9527 \text{ fps}$$

$$V_3 = 518,97644 \text{ fps}$$

##### 1. Luas penampang saluran

$$A_3 = \frac{Q_2}{V_3} \quad (\text{Church, 1972:252}) \quad (4.28)$$

$$A_3 = \frac{0,3532 \times 144}{518,9764}$$

$$A_3 = 0,098 \text{ inch}$$

## 2. Lebar saluran masuk

$$b_3 = b_2 + 2 \text{ (axial clearance)} \quad (\text{Lee : 367}) \text{ (4.29)}$$

dimana : lebar sudu ( $b_2$ ) = 0,0869 inch  
 axial clearance = 0,2 inch

$$b_3 = 0,0869 + 2 (0,2)$$

$$b_3 = 0,4768 \text{ inch}$$

## 3. Jumlah sudu difuser

Untuk mengurangi getaran dan bunyi gema yang akan timbul, biasanya jumlah sudu difuser yang dipasang lebih banyak dari pada jumlah sudu impeler.

Direncanakan jumlah sudu difuser

$$i = 21 \text{ buah}$$

## 4. Tinggi saluran masuk difuser

$$h_3 = \frac{A_3}{b_3 \times i} \quad (\text{Lee : 368}) \text{ (4.30)}$$

$$h_3 = \frac{0,0980}{0,4869 \times 21}$$

$$h_3 = 0,0096 \text{ inch}$$

## 5. Diameter saluran masuk

Berdasarkan pustaka *Theory and Design of steam and gas Turbines* karangan John

F.Lee hal. 368 :

Perbandingan  $D_3/D_2 = 1,2$

Dimana :  $D_3$  = Diameter saluran masuk

Sehingga,

$$D_3 = 1,2 \times 5,9338 \text{ inch}$$

$$D_3 = 7,1206 \text{ inch}$$

### 4.4.2 Kondisi Udara pada Sisi Keluar

*Head adiabatic* yang terjadi dari *impeller tip* sampai saluran masuk sisi keluar difuser :

$$H_{ad_{2-4}} = \frac{(V_2)^2 - V_4^2}{2 \times g} \quad (\text{Lee : 370}) \text{ (4.31)}$$

Dimana :

$V_4$  = Kecepatan aliran udara pada saat meninggalkan saluran keluar difuser.

Direncanakan  $V_4 = 200 \text{ fps}$ .

Sehingga,

$$H_{ad_{2-4}} = \frac{1037,9527^2 - 200^2}{2 \times 32,2}$$

$$H_{ad_{2-4}} = \frac{103745,8684}{64,4}$$

$$H_{ad_{2-4}} = 16107,8551 \text{ ft}$$

Berdasarkan pustaka *Centrifugal Pump and Blower* karangan Austin H. Church hal. 221:

Aliran udara selama berlangsung antara *impeller tip* sampai saluran keluar difuser terjadi kerugian yang disebabkan aliran turbulen. Energi kinetis yang terjadi hanya dapat diubah menjadi energi tekanan berkisar antara (40 - 60) % dari besarnya *velocity head*.

Direncanakan *pressure head* yang terjadi :

$$H_{p_{2-4}} = 0,5 \times H_{ad_{2-4}} \quad (\text{Church, 1972:221}) \quad (4.32)$$

$$H_{p_{2-4}} = 0,5 \times 16107,8551$$

$$H_{p_{2-4}} = 9664,7130 \text{ ft}$$

1. Tekanan udara pada saluran keluar :

$$\sum_{p_{2-4}}^{0,283} - 1 = \frac{0,283 \times H_{p_{2-4}}}{R \times T_2} \quad (\text{Church, 1972:230}) \quad (4.33)$$

$$\sum_{p_{2-4}}^{0,283} - 1 = \frac{0,283 \times 9664,7130}{53,34 \times 756,20}$$

$$\sum_{p_{2-4}}^{0,283} = 1,0685$$

$$\sum_{p_{2-4}} = 1,2608$$

Sehingga,

$$p_4 = \sum_{p_{2-4}} \times p_3$$

$$p_4 = 1,2608 \times 40,9235$$

$$p_4 = 51,5971 \text{ psi}$$

2. Temperatur udara pada sisi keluar:

$$\sum_{p_{2-4}}^{0,283} - 1 = \frac{0,283 \times H_{ad_{2-4}}}{R \times T_2} \quad (\text{Church, 1972:230}) \quad (4.34)$$

$$\sum_{p_{2-4}}^{0,283} - 1 = \frac{0,283 \times 16107,8551}{53,34 \times 756,20}$$

$$\sum_{p_{2-4}}^{0,283} = 1,0685$$

$$T_4 = 1,0685 \times 756,20$$

$$T_4 = 899,13 \text{ }^\circ\text{R}$$

3. Rapat massa aliran :

$$\gamma_4 = \frac{p_4}{R \times T_4} \text{ (lb/ft}^2\text{)} \quad \text{(Church, 1972:228) (4.35)}$$

$$\gamma_4 = \frac{51,5971 \times 144}{53,34 \times 899,13} \text{ (lb/ft}^2\text{)}$$

$$\gamma_4 = 0,1549 \text{ (lb/ft}^2\text{)}$$

4. Kapasitas udara :

$$Q_4 = \frac{\dot{m}}{\gamma_4} \quad \text{(Church, 1972:228) (4.36)}$$

$$Q_4 = \frac{0,0491}{0,15496}$$

$$Q_4 = 0,3169 \text{ ft}^3/\text{dtk}$$

5. Luas penampang saluran :

$$A_4 = \frac{Q_4}{V_4} \quad \text{(Church, 1972:228) (4.37)}$$

$$A_4 = \frac{0,3169 \times 144}{200}$$

$$A_4 = 0,2282 \text{ inch}^2$$

6. Tinggi saluran :

$$h_4 = \frac{A_4}{b_4 \times i} \quad \text{(Lee : 368) (4.38)}$$

Dimana :

$b_4$  = lebar saluran, dibuat sama dengan  $b_3 = 0,8531 \text{ inch}$

$$h_4 = \frac{0,2282}{0,8531 \times 21}$$

$$h_4 = 0,0127 \text{ inch}$$

7. Diameter saluran keluar :

Berdasarkan pustaka *Theory and Design of steam and gas Turbines* karangan John F.Lee hal. 369 :

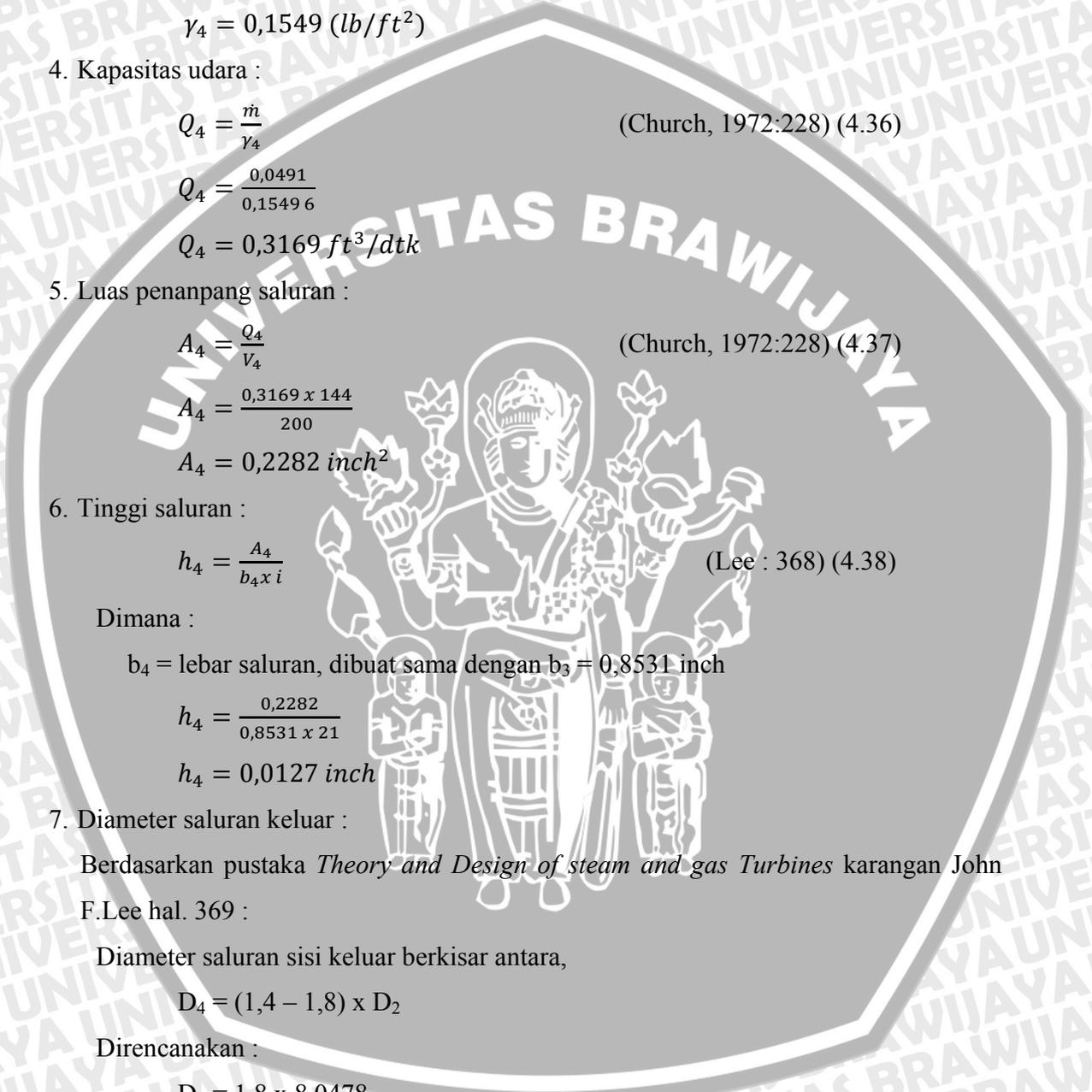
Diameter saluran sisi keluar berkisar antara,

$$D_4 = (1,4 - 1,8) \times D_2$$

Direncanakan :

$$D_4 = 1,8 \times 8,0478$$

$$D_4 = 11,2669 \text{ inch}$$



#### 4.5 Bentuk dan Profil Sudu

##### 4.5.1 Sudu Impeler

Bentuk sudu harus dibuat sehingga dapat menghasilkan aliran yang merata dari sisi masuk sampai sisi buang sudu-sudu impeler. Sudu-sudu digambarkan dengan menghubungkan titik-titik dengan suatu kurva. Titik-titik ini ditentukan dengan suatu metode *polar coordinates*. Dengan metode ini titik-titik pada permukaan sudu ditentukan dengan persamaan :

$$\theta^0 = \frac{180}{\pi} = \int_{R_1}^R \frac{dR}{R \times \tan \beta} \quad (\text{Church, 1972:144}) \quad (4.39)$$

Bentuk sudu impeler direncanakan berdasarkan pada batas radius impeler yaitu  $R_1$  dan  $R_2$  serta sudut  $\beta_1$  dan  $\beta_2$ .

Dimana :

$$R_1 = D_1/2 = 4,0239/2 = 2,0119 \text{ inch}$$

$$R_2 = D_2/2 = 8,0478/2 = 4,0239 \text{ inch}$$

$$\beta_1 = 14,64^\circ$$

$$\beta_2 = 70^\circ$$

Berdasarkan pada persamaan berikut :

$$V = \frac{V_r}{\sin \beta} \quad (\text{Church, 1972:112}) \quad (4.40)$$

dimana :

$V$  = kecepatan relatif

$V_r$  = kecepatan radial

$\beta$  = sudut masuk atau keluar

- Untuk sisi masuk, yaitu pada radius 3,0119 inch dan  $\beta_1 = 23,13$  serta  $V_r = V_1 = 220^\circ$  fps didapat harga  $v = 560.0548$  fps.
- Untuk sisi keluar, yaitu pada radius 4,5179 inch dan  $\beta_2 = 70^\circ$  serta  $V_r = 130$  fps didapat harga  $V = 1377,46$  fps.
- Harga  $V_r$  pada *inlet* ( pada radius 3,0119 inch) pada lampiran 2 digambarkan secara garis lurus dengan harga  $V_r$  pada *outlet* ( pada radius 4,5179 inch).

- Demikian juga harga  $v$  untuk *inlet* dan *outlet* juga digambarkan dengan menghubungkan secara garis lurus pada lampiran 2.

Untuk menggambar grafik  $(v, Vr)$  digunakan hubungan persamaan 4.40 yaitu :

$$\sin \beta = \frac{Vr}{v} \quad (\text{Church, 1972:112}) \quad (4.40)$$

Harga  $Vr$  dan  $v$  ditentukan dari grafik yang telah dibuat, maka untuk harga radius tertentu akan didapatkan sudut  $\beta$ -nya dimana hasilnya akan ditulis pada tabel 4.1 dibawah ini.

Tabel 4.1 Besar sudut  $\beta^\circ$

Radius (inch)	Vr (fps)	v (fps)	Sin $\beta$	$\beta^\circ$
2,0119	150	593,4838	0,2527	14,64
2,4143	146	502,4557	0,2906	16,89
2,8167	142	411,4275	0,3451	20,19
3,2191	138	320,3994	0,4307	25,51
3,6215	134	229,3713	0,5842	35,75
4,0239	130	138,3431	0,9397	70,00

Tabel 4.2 Besar sudut kelengkungan sudu impeler ( $\theta^\circ$ )

Radius (inch)	$\beta^\circ$	$\tan \beta$	$\frac{1}{R \tan \beta}$	$\frac{1}{R \tan \beta_{ave}}$	$\Delta R$	$\frac{\Delta R}{R \tan \beta_{ave}}$	$\Delta \theta$	$\theta^\circ$
2,0119	14,64	0,2612	1,9027					0
2,4143	16,89	0,3036	1,3641	1,6334	0,4024	0,6573	37,6793	37,68
2,8167	20,19	0,3677	0,9655	1,1648	0,4024	0,4687	26,8690	64,55
3,2191	25,51	0,4772	0,6510	0,8082	0,4024	0,3252	18,6436	83,19
3,6215	35,75	0,7199	0,3836	0,5173	0,4024	0,2082	11,9323	95,12
4,0239	70,00	2,7475	0,0905	0,2370	0,4024	0,0954	5,4672	100,59

#### 4.5.2 Sudu Difuser

Untuk menggambarkan kurva kelengkungan sudu difuser dapat dilukis secara koordinat polar dengan menggunakan rumus dibawah ini :

$$\theta = \frac{132 \times \log \frac{R}{R_2}}{\tan \alpha_2'} \quad (\text{Church, 1972:112}) \quad (4.41)$$

Dimana :

$\theta$  : sudut peninjauan dalam koordinat polar (dalam satuan

derajat)

$$R_2 : \text{jari-jari luar impeler} = 8.0478/2 = 4,0239 \text{ inch}$$

$$R : \text{jari-jari peninjauan dengan jarak } \theta^\circ.$$

$$\alpha_2' : \text{sudut arah kecepatan absolut masuk ke sudu difuser}$$

Dengan mencari harga koordinat polar untuk setiap harga R yang dimulai dari R<sub>3</sub> sampai R<sub>4</sub> dengan memakai rumus diatas yang kemudian harganya ditabelkan seperti dibawah ini, maka bentuk kelengkungan sudu dapat dilukiskan.

$$R_3 = D_3/2 = 9,7573/2 = 4,8786 \text{ inch}$$

$$R_4 = D_4/2 = 11,2269/2 = 5,6134 \text{ inch}$$

Tabel 4.3 Besar sudut kelengkungan sudu difuser ( $\theta^\circ$ )

No	R (in)	$\frac{R}{R_2}$	$\text{Log } \frac{R}{R_2}$	$\theta^\circ$
1	4,8786	1,2124	0,0836	87,4924
2	5,0256	1,2489	0,0965	100,9740
3	5,1725	1,2854	0,1091	114,0670
4	5,3195	1,3220	0,1212	126,7932
5	5,4664	1,3585	0,1331	139,1726
6	5,6134	1,3950	0,1446	151,2235

#### 4.6 Casing

*Casing* / rumah impeler merupakan suatu pengumpul atau penampung dari aliran fluida. Aliran didalam *casing* ini mendekati *spiral flow* dimana hubungan antara komponen kecepatan aliran pada setiap titik dari *volute* dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut :

$$R.Vu = c \quad (\text{Church, 1972:118}) \quad (4.42)$$

atau

$$Vu = \frac{c}{R} \quad (4.43)$$

Dimana :

Vu = komponen kecepatan keliling

c = konstanta

R = radius *volute casing*

Apabila aliran fluida dianggap *uniform* pada setiap penampang dari *volute*, jumlah aliran yang melalui setiap penampang adalah  $\theta/360$  dari kapasitas kompresor, dimana  $\theta$

adalah sudut yang diukur dari *teoritical tongue* ke *volute*. Luas penampang dari *volute* pada setiap titik adalah luas penampang yang dilalui aliran sebesar sudut kelengkungan sudu impeler  $\theta Q/360$  dengan kecepatan  $V_u = c/R$ . Apabila gesekan diabaikan maka aliran yang melalui *differential section* ( $dR$ ) pada radius  $R$  adalah :

$$dQ_\theta = dA V_u \quad (\text{Church, 1972:118}) \quad (4.44)$$

$$dQ_\theta = b dR V_u \quad (4.45)$$

$$dQ_\theta = b dR C/R \quad (4.46)$$

maka :

$$Q_\theta = C \int_{R_t}^{R_\theta} b \frac{dR}{R} \quad (4.47)$$

Sedangkan

$$\frac{\theta}{360} Q = Q_\theta \quad (\text{Church, 1972:119}) \quad (4.48)$$

Dari persamaan (4.47) dan (4.48), dengan mengganti harga  $c = R_4 \cdot V_{u4}$ , maka didapat:

$$\theta = \frac{360^\circ \times R_4 \times V_{u4}}{Q} \int_{R_t}^{R_\theta} b \frac{dR}{R} \quad (4.49)$$

Dimana :

$R_4$  = radius luar difuser = 5,6334 inch

$V_{u4}$  = komponen tangensial dari  $V_4$

$$= \cos \alpha_4 \times V_4$$

$\alpha_4$  = sudut keluar sudu difuser

$V_4 = 200$  fps

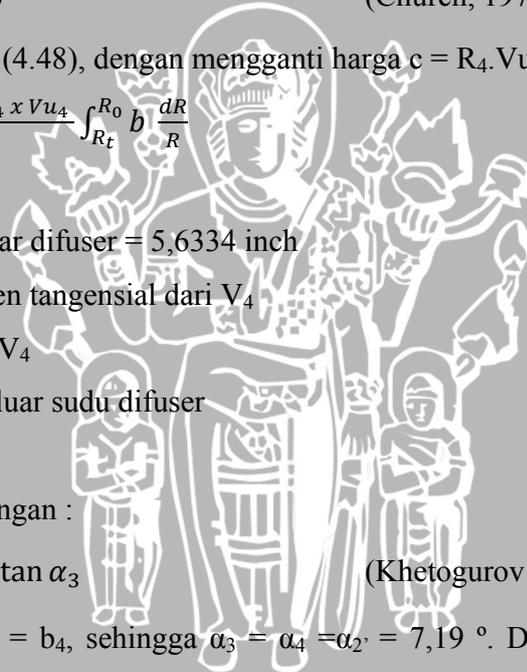
$\alpha_4$  dicari berdasarkan hubungan :

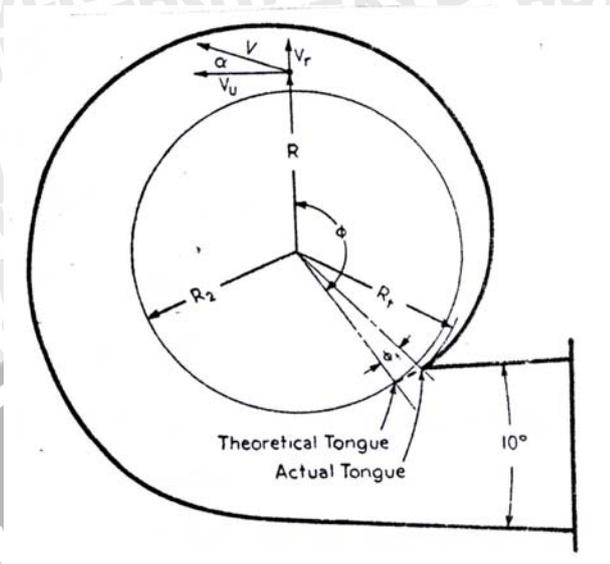
$$\tan \alpha_4 = \frac{b_3}{b_4} \tan \alpha_3 \quad (\text{Khetogurov : 118}) \quad (4.50)$$

Dalam perencanaan ini  $b_3 = b_4$ , sehingga  $\alpha_3 = \alpha_4 = \alpha_2 = 7,19^\circ$ . Dengan demikian maka didapatkan :

$$V_{u4} = 200 \times \cos 7,19^\circ$$

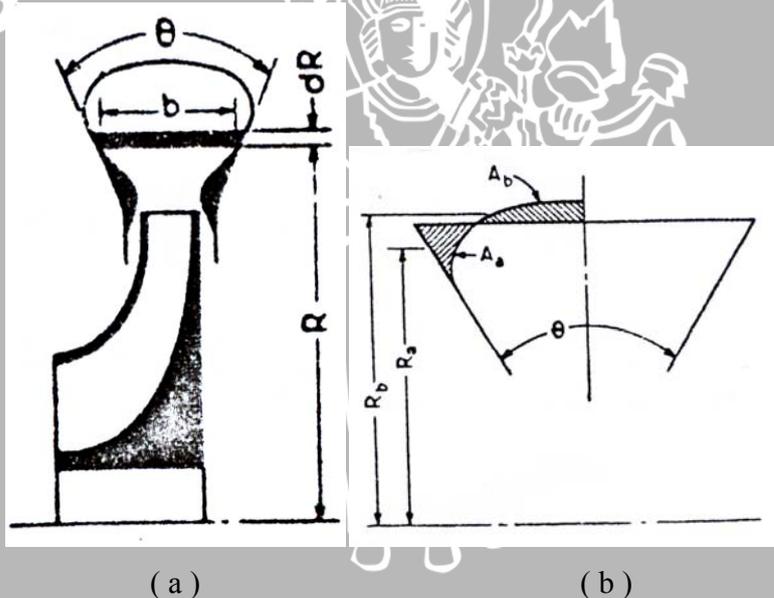
$$V_{u4} = 198,43 \text{ fps}$$





Gambar 4.4 *Volute casing*

Sumber : Church, Austin H. *Centrifugal Pump and Blower*. Halaman 118



Gambar 4.5 Potongan Depan *Volute* (a) dan Potongan Melintang *Volute* (b)

Sumber : Church, Austin H. *Centrifugal Pump and Blower*. Halaman 118

Untuk menyederhanakan perhitungan maka penampang melintang *volute* dianggap berbentuk trapesium, kemudian ujung-ujung trapesium dibulatkan dengan mengganti luasan yang dihilangkan dengan luasan yang sebanding besarnya.

Ditinjau dari persamaan (4.42) dan (4.45) :

$$R \cdot V_u = c$$

$$Vu = \frac{c}{R}$$

Maka :  $\frac{dQ}{A} \times R = c$

Sehingga :  $\frac{Ra \times dQ}{Aa} = \frac{Rb \times dQ}{Ab}$  atau  $\frac{Ra}{Aa} = \frac{Rb}{Ab}$

Ra dan Rb = jarak titik berat masing-masing luasan terhadap poros.

Didalam perencanaan ini harga kapasitas udara keluar dari difuser  $Q_4 = 0,3169$  ft<sup>3</sup>/dtk.

Sehingga persamaan (4.49) menjadi :

$$\theta = \frac{360 \times 5,6334 \times 198,43}{0,3169 \times 144} \int_{Rt}^{R\theta} b \frac{dR}{R}$$

$$\theta = 8818,96 \int_{Rt}^{R\theta} b \frac{dR}{R} = 8818,96 b_{ave} \frac{\Delta R}{R_{ave}}$$

$$R_{ave} = R + \frac{\Delta R}{2} \tag{4.51}$$

$$b_{ave} = bt + 2(R_{ave} - Rt) \tan \frac{\theta}{2} \tag{4.52}$$

Dimana :

$b_{ave}$  = lebar rata-rata dari luasan R

bt = lebar rata-rata dari *volute* bagian dalam

$R_{ave}$  = jari-jari rata-rata dari luasan R

Rt = jari-jari tongue

$\theta$  = sudut yang dibentuk oleh sisi *volute* = 60° (syarat maksimal 65°)

sedangkan :

$$bt = b_4 + 0,025 R_4 \tag{Church, 1972:119} \tag{4.53}$$

$b_4$  = lebar saluran sisi keluar difuser = 0,4869 inch

$R_4$  = jari-jari lingkaran luar difuser = 5,6334 inch

Dengan memasukkan harga  $b_4$  dan  $R_4$  pada persamaan diatas, didapat :

$$bt = 0,4869 + (0,025 \times 5,6334) \text{ inch}$$

$$bt = 0,6277 \text{ inch}$$

jari-jari dasar (base radius =Rt) dapat diketahui dari persamaan :

$$Rt = (1,05 \div 1,10) R_4 \tag{Church, 1972:122} \tag{4.54}$$

$$Rt = 1,05 \times 5,6334 \text{ inch}$$

$$Rt = 5,9151 \text{ inch}$$

Dengan memasukkan harga Rt dan bt pada persamaan (4.52) maka persamaan menjadi :

$$\begin{aligned} b_{ave} &= 0,6277 + 2 (R_{ave} - 5,9151) \tan 30^\circ \\ &= 0,6277 + 1,1547 R_{ave} - 6,8302 \\ &= 1,1547 R_{ave} - 6,2025 \end{aligned}$$

Luas segmen ( $\Delta A$ ) adalah :

$$\Delta A = b_{ave} \times \Delta R \tag{4.55}$$

Kapasitas ( $Q \theta$ ) adalah :

$$Q\theta = \frac{\theta}{360} \times Q \tag{4.56}$$

$$Q\theta = \frac{\theta}{360} \times 0,3169$$

$$Q\theta = 0,0009 \theta$$

Kecepatan :

$$V_{ave} = \frac{Q\theta}{A\theta} \tag{4.57}$$

Pertambahan sudut ( $\Delta\theta$ ) adalah :

(Lihat persamaan 4 – 49)

$$\theta = 8818,96 \times b_{ave} \frac{\Delta R}{R_{ave}}$$

Sudut *tangue* didapat dari persamaan :

$$\theta t = \frac{132 \log \frac{R_t}{R_2}}{\tan \alpha_{2'}} \quad (\text{Church, 1972:123}) \tag{4.58}$$

Dimana :

$$R_t = 5,9151 \text{ inch}$$

$$\alpha_{2'} = \text{sudut keluar difuser} = 7,19^\circ$$

$$R_4 = \text{jari-jari lingkaran luar difuser} = 5,6334 \text{ inch}$$

Dengan demikian, maka :

$$\theta t = \frac{132 \log \frac{5,9151}{5,6334}}{\tan 7,19^\circ}$$

$$\theta t = \frac{2,7973}{0,1262}$$

$$\theta t = 22,16^\circ$$

Tabel 4.4 Nilai  $\theta^\circ$  untuk setiap nilai R

R (inch)	$\Delta R$ (inch)	$R_{ave}$ (inch)	$b_{ave}$ (inch)	$\Delta\theta^\circ$	$\theta^\circ$	$\Delta A$ (inch <sup>2</sup> )	A (inch <sup>2</sup> )
5,6334	0,1	5,6834	0,3601	55,88031	0	0,0360	0
5,7334	0,1	5,7834	0,4756	72,52181	55,88031	0,0476	0,0360
5,8334	0,1	5,8834	0,5911	88,59761	128,4021	0,0591	0,0836
5,9334	0,1	5,9834	0,7065	104,1361	216,9997	0,0707	0,1427
6,0334	0,1	6,0834	0,8220	119,1637	321,1358	0,0822	0,2133

Untuk melukiskan Jari-jari dasar

R (inch)	$\Delta R$ (inch)	$R_{ave}$ (inch)	$b_{ave}$ (inch)	$\Delta\theta^\circ$
5,6334	0,2817	5,77425	0,2650	20,072
5,9151				



## BAB V REKAPITULASI HASIL PERENCANAAN DAN SARAN

### 5.1 Rekapitulasi Hasil Perencanaan

Dari hasil perhitungan ukuran utama turbin gas mikro di dapat data-data sebagai berikut :

- Diameter *impeller eye* ( $D_0$ ) = 2,84 inch
- Diameter sudu masuk ( $D_1$ ) = 6,344 inch
- Lebar sudu masuk sudu ( $b_1$ ) = 0,45 inch
- Diameter sudu keluar ( $D_2$ ) = 8,05 inch
- Lebar sudu masuk sudu ( $b_2$ ) = 0,85 inch
- Diameter sudu masuk difuser ( $D_3$ ) = 9,76 inch
- Diameter sudu keluar difuser ( $D_4$ ) = 11,27 inch
- Diameter terluar *casing* = 12,07 inch
- Jumlah sudu impeler = 20 buah
- Jumlah sudu difuser = 21 buah
- Tekanan keluar casing = 51,59 psi

### 5.2 Saran

Perlunya dilakukan penelitian lebih lanjut terhadap perencanaan-perencanaan yang telah dibuat dan diharapkan penggunaan referensi yang lebih banyak untuk mendukung perencanaan tersebut.

## DAFTAR PUSTAKA

- Arismunandar, Wiranto; 2001: Pengantar Turbin gas dan Motor Propulsi; Penerbit ITB, Bandung.
- Boyce, Meherwan P; 2006: *Gas Turbine Engineering Handbook*; 3th Edition; Gulf Professional Publishing, United state of America.
- Church, Austin H; 1972: *Centrifugal Pump and Blowers*; Robert E. Krieger Publishing Company Huntington, N.Y.
- Cohen, Henry. Rogers, G.F.C. Saravanamotto, H.I.H; 1996: *Gas Turbine Theory*; 4<sup>th</sup> edition; Longman Group Limited, England.
- Lee, John F; *Theory and Design of steam and gas Turbines*. Mc. Graw-Hill Book Company.
- Khetaguruv, M; *Marine Auxiliary Machinery and System*; Peace publisher, Moscow.
- Piers, J. Varpleesten, F. Reynaert, D; 2003: *A Micro Gas Turbine Unit For Electric Power Generation : Design And Testing Of Turbine And Compressor*; Department of Mechanical Engineering Khatolieke University Leuven, Belgium.
- Salisbury, J.K. Kent's; *Mechanical Engineer Handbook . Power, Design and Production Volume*; Twelfth Edition.
- Spotts, M.F; *Design of Machine Element*; Second Edition.
- Solares, Claire; 2007: *Microturbines*; Elsevier's Science & Technology Rights Department in Oxford, UK
- Sriyono, Dakso;1990: Turbin Pompa dan Kompresor; Erlangga, Jakarta.
- Vincent, E.T; *Theory and Design of Gas Turbine and Jet Engines*.
- [www.id.wikipedia.org/wiki/Turbin\\_gas](http://www.id.wikipedia.org/wiki/Turbin_gas)
- [www.answers.com/topic/centrifugal-compressor](http://www.answers.com/topic/centrifugal-compressor)
- <http://gigapedia.com/items/198915/microturbines--applications-for-distributed-energy-systems>
- <http://gigapedia.com/items/40038/gas-turbine-engineering-handbook--third-edition>
- <http://gigapedia.com/items/69882/gas-turbine-theory--fourth-edition>

LAMPIRAN

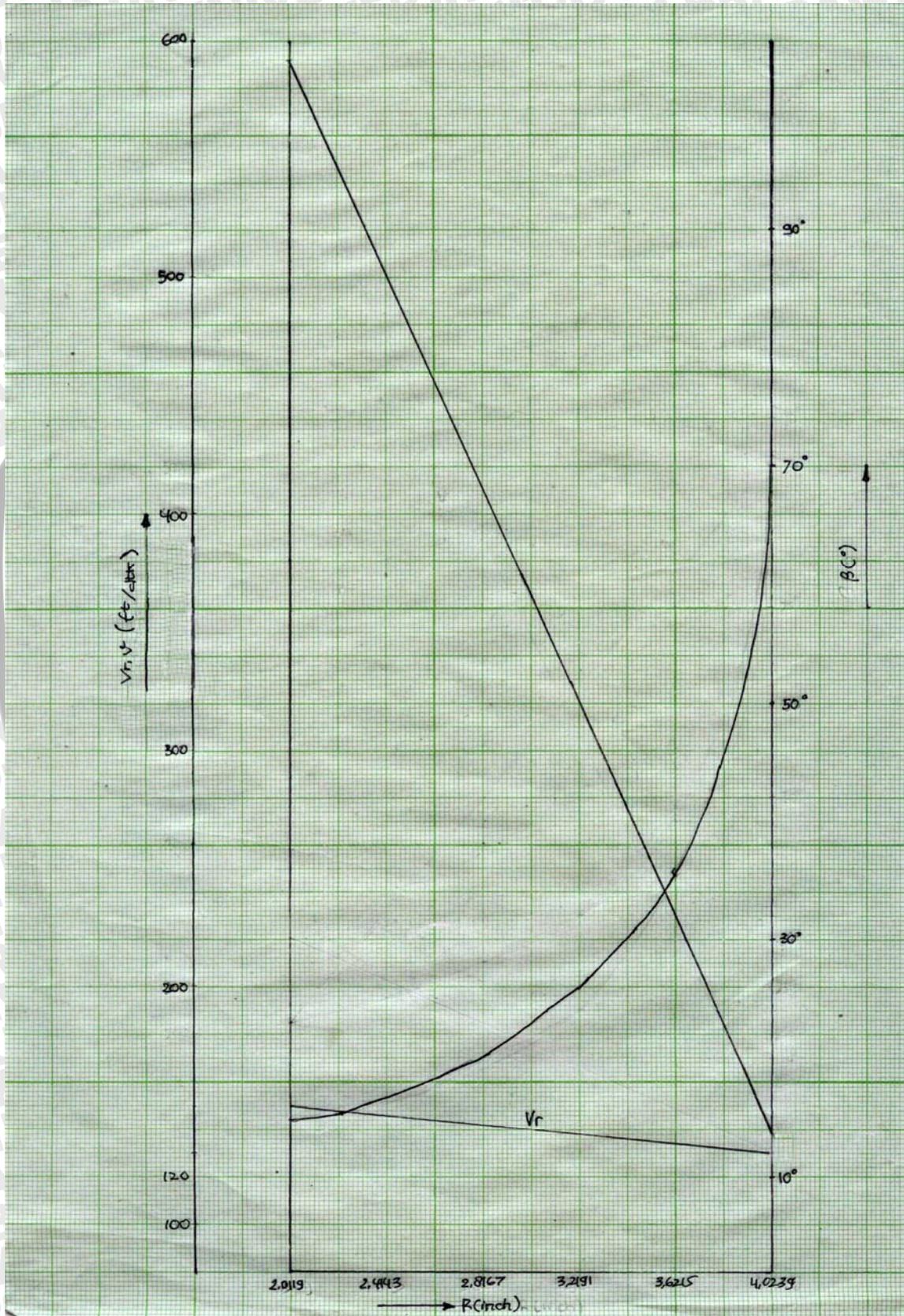
Lampiran 1  
Data Hasil Perhitungan

Perencanaan Impeller														
Bagian - bagian yang direncanakan														
Kondisi Udara Pada Impeler Eye														
No	$V_0$	$V_a$	$H_{a-0}$	$\Sigma P_{a-0}$	$P_0$	$T_0$	$\delta_0$	$Q_0$						
1	150	0	349.3789	1.0124	14.3227	535.1271	0.0723	0.6795						
Ukuran utama saluran masuk impeler														
2	$U_1$	$V_1$	$W_1$	$\alpha_1$	$\beta_1$	$A_1$	$b_1$	$\beta_1'$						
	631.7512	165	652.9430	90	0.2612	0.5930	0.8897	0.26901414						
Ukuran utama saluran keluar impeler (Backward vanes)														
3	$D_2$	$U_2$	$\beta_2$	$V_2$	$V_{U_2}$	$U_2$	$V_{U_2}'$	$V_2'$	$V_2$	$W_2$	$\alpha_2'$	$H_{in}$	$\eta$	$H_{in}^{max}$
	8.0478	1263.5024	70	130	1216.1862	186.4067	1029.7795	1037.9527	1223.1144	138.3431	0.1262	24914.9750	0.8467	21096.2191
											7.19			
Kondisi pada sisi keluar impeler														
4	$\Sigma P_{b-1}$	$\Sigma P_{b-1}$	$T_2$	$P_2$	$\delta_2$	$Q_2$	$A_2$	$b_2$	$\epsilon_2$					
	1.3498	1.4131	756.2005	40.9235	0.1461	0.3532	0.3912	0.4531	0.1781					
Perencanaan Diffuser														
Bagian - bagian yang direncanakan														
Kondisi Udara pada sisi masuk														
1	$V_3$	$A_3$	$b_3$	$h_3$	$D_3$									
	518.9764	0.0980	0.8531	0.0055	9.7573									
Kondisi Udara pada sisi keluar														
2	$V_4$	$H_{d-4}$	$HP_{2-4}$	$\Sigma P_{2-4}$	$P_4$	$\Sigma P_{2-4}$	$T_4$	$\delta_4$	$Q_4$	$A_4$	$b_4$	$h_4$	$D_4$	
	200	16107.8551	9664.7130	1.0685	51.5971	1.1890	899.1273	0.1549	0.3169	0.2282	0.8531	0.0127	11.2669	
				1.2608										

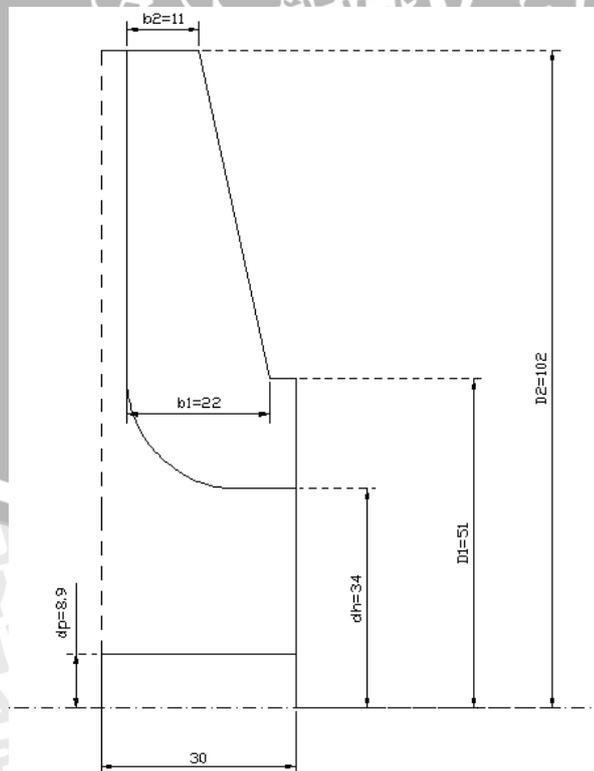
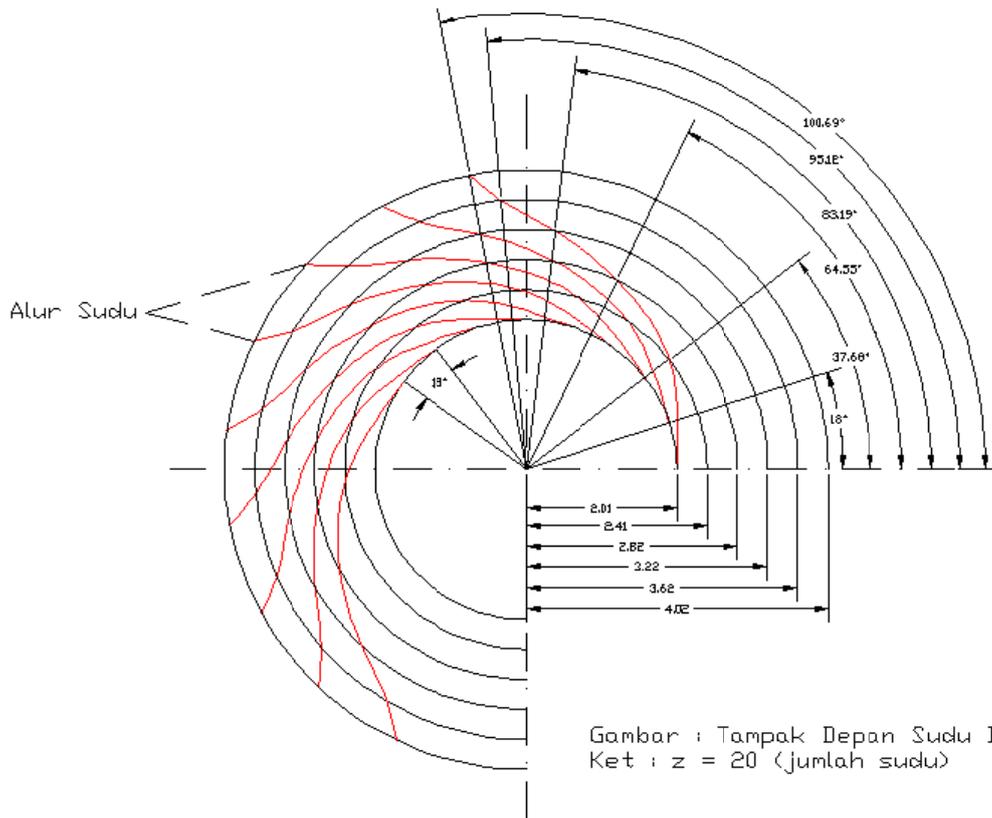


Lampiran 2

Grafik Hubungan  $v$  dengan  $V_r$  untuk *inlet* dan *outlet* pada sudu *impeller*

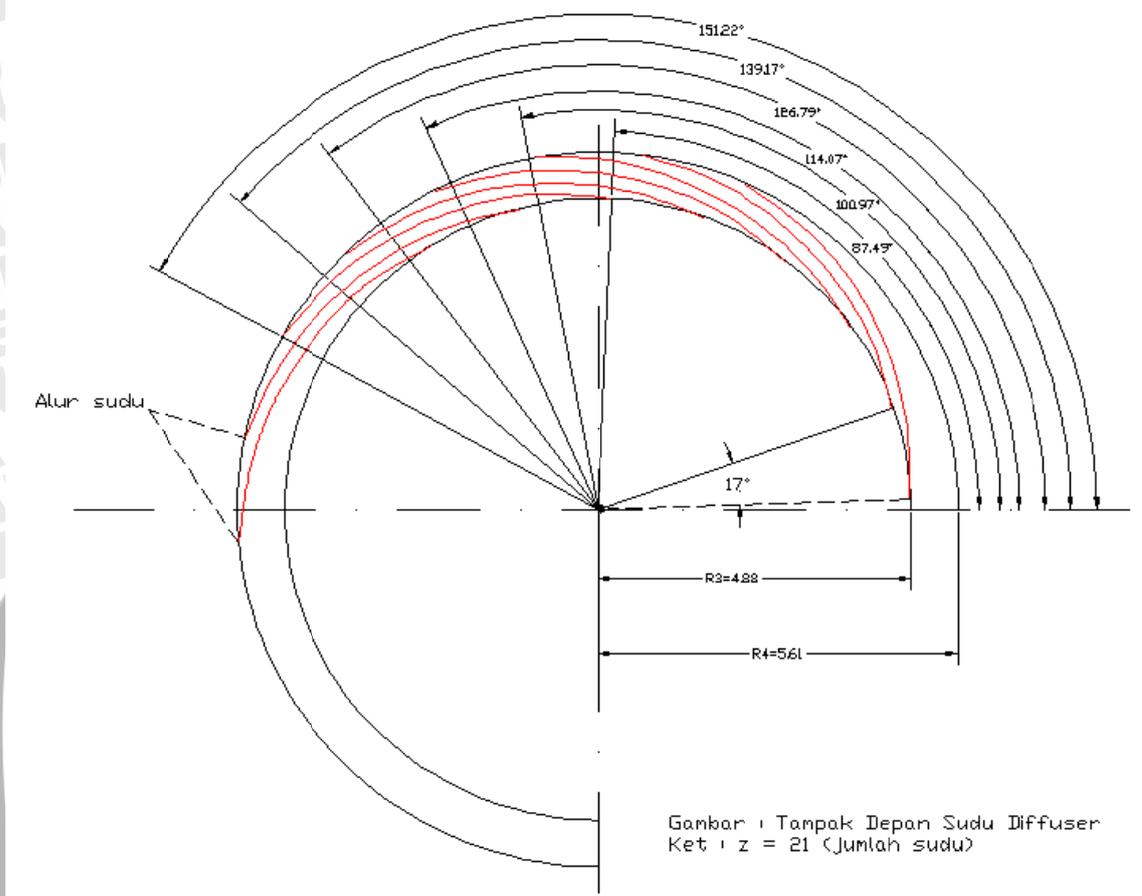


Lampiran 3  
Gambar Impeler



Tampak samping

Lampiran 4  
Gambar Difuser



Lampiran 5  
Gambar *Casing*

