



**TUGAS AKHIR - TF141581**

**ANALISIS ALIRAN FLUIDA REFRIGERAN 134a  
PADA *SINGLE BLADE* ROTOR RADIAL BERBASIS  
*COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS***

**RIKA PUSPITA DEWI NI PUTU  
NRP. 0231144000038**

**Dosen Pembimbing  
Gunawan Nugroho, S.T., M.T., Ph.D.**

**DEPARTEMEN TEKNIK FISIKA  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2018**





**FINAL PROJECT- TF141581**

**ANALYSIS OF FLUID FLOW REFRIGERANT  
134a ON RADIAL SINGLE BLADE ROTOR BASED  
ON COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS**

**RIKA PUSPITA DEWI NI PUTU  
NRP. 0231144000038**

**Supervisor  
Gunawan Nugroho, S.T., M.T., Ph.D.**

**DEPARTMENT OF ENGINEERING PHYSICS  
Faculty of Industrial Technology  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2018**



## PERNYATAAN BEBAS PLAGIARISME

Saya yang bertanda tangan dibawah ini :

Nama : Rika Puspita Dewi Ni Putu  
NRP : 0231144000038  
Departemen/Prodi : Teknik Fisika/S1 Teknik Fisika  
Fakultas : Fakultas Teknologi Industri  
Perguruan Tinggi : Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Dengan ini menyatakan bahwa Tugas Akhir dengan judul "**Analisis Aliran Fluida Refrigeran 134a Pada *Single Blade Rotor Radial* Berbasis *Computational Fluid Dynamics***" adalah benar karya saya sendiri dan bukan plagiat dari karya orang lain. Apabila di kemudian hari terbukti terdapat plagiat pada Tugas Akhir ini, maka saya bersedia menerima sanksi sesuai ketentuan yang berlaku.

Demikian surat pernyataan ini saya buat dengan sebenar -  
benarnya.

Surabaya, 27 Juli 2018  
Yang membuat pernyataan,



Rika Puspita Dewi Ni Putu  
NRP.0231144000038



**LEMBAR PENGESAHAN  
TUGAS AKHIR**

**ANALISIS ALIRAN FLUIDA REFRIGERAN 134a PADA  
SINGLE BLADE ROTOR RADIAL BERBASIS  
COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS**

Oleh:

**RIKA PUSPITA DEWI NI PUTU**  
**NRP. 0231144000038**

Surabaya, 27 Juli 2018

Mengetahui/Menyetujui,

**Pembimbing,**



**Gunawan Nugroho, S.T., M.T., Ph.D.**  
**NIP. 19771127 200212 1 002**



**Kepala Departemen  
Teknik Fisika FTI-ITS**

**Agus Muhammad Harta, S.T., M.Si., Ph.D.**  
**NIP. 19780902 200312 1 002**





**ANALISIS ALIRAN FLUIDA REFRIGERAN 134a PADA  
SINGLE BLADE ROTOR RADIAL BERBASIS  
COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS**

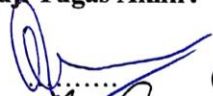


**TUGAS AKHIR**

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
pada  
Bidang Studi Rekayasa Energi Dan Pengkondisian Lingkungan  
Program Studi S-1 Departemen Teknik Fisika  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

**Oleh:**

**RIKA PUSPITA DEWI NI PUTU  
NRP. 0231144000038**

**Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:**

1. Gunawan Nugroho, S.T., M.T., Ph.D.  ..... (Pembimbing)
2. Dr. Ridho Hantoro, S.T., M.T.  ..... (Ketua Penguji)
3. Ir. Roekmono, M.T.  ..... (Penguji I)

**SURABAYA  
JULI 2018**



**ANALISIS ALIRAN FLUIDA REFRIGERAN 134a PADA  
SINGLE BLADE ROTOR RADIAL BERBASIS  
COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS**

**ABSTRAK**

**Nama** : Rika Puspita Dewi Ni Putu  
**NRP** : 0231144000038  
**Departemen** : Teknik Fisika FTI-ITS  
**Dosen Pembimbing** : Gunawan Nugroho, S.T., M.T., Ph.D.

**Abstrak**

Pemusnahan eksergi pada turbin gas terjadi karena adanya gesekan antara fluida kerja dengan sudu – sudu turbin yang menyebabkan terjadinya pembangkitan entropi pada fluida kerja. Untuk sistem turbin gas dengan fluida kerja yang bertekanan dan temperature rendah, jenis radial turbin tepat diaplikasikan karena mampu beroperasi pada kecepatan tinggi. Dalam penelitian ini dilakukan studi desain geometri rotor turbin tipe radial dengan menggunakan fluida kerja bantu R-134a untuk meningkatkan daya keluaran turbin. Perancangan geometri blade rotor turbin radial menggunakan dua cara yaitu dengan pendekatan numerik dan simulasi CFD. Perancangan dengan pendekatan numerik dan simulasi 3D menggunakan metode yang disarankan oleh Aungier dan Baines. Dari hasil perhitungan Baines, diperoleh daya output rotor turbin hasil perancangan sebesar 10,497 kW. Selain prediksi performansi daya output, dalam perancangan diperoleh penampang meridional dan segitiga kecepatan rotor yang digunakan sebagai input perancangan 3D blade rotor radial. Dengan variasi sudut inlet rotor 0° dan 70° diperoleh perbedaan profil aliran. Pada sudut inlet 70° menghasilkan performa yang lebih baik berdasarkan profil aliran kecepatan dan distribusi tekanan. Karakteristik aliran yang terjadi pada area blade dan sekitarnya yang dibatasi oleh penampang *hub* dan *shroud* menyebabkan terjadi aliran turbulen karena nilai densitas dan viskositas fluida kerja yang rendah.

**Kata kunci** : airfoil, radial, refrigeran, blade, *twist*, vortex.



**ANALYSIS OF FLUID FLOW REFRIGERANT 134a ON  
RADIAL SINGLE BLADE ROTOR BASED ON  
COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS**

**ABSTRACT**

**Name** : Rika Puspita Dewi Ni Putu  
**NRP** : 0231144000038  
**Department** : Teknik Fisika FTI-ITS  
**Supervisor** : Gunawan Nugroho, S.T., M.T., Ph.D.

***Abstract***

*The exhaustion of the gas turbine exhaust occurs because of the friction between the working fluid and the turbine blades leading to the generation of entropy in the working fluid. For gas turbine systems with low pressure and low temperature working fluids, the radial turbine type is appropriately applied because of its capability of operating at high speeds. In this research, a radial turbine rotor geometry design study was conducted by using R-134a auxiliary working fluid to increase turbine output power. The geometry design of the radial turbine rotor blade uses two methods, namely numerical approach and CFD. Design with a numerical approach and 3D simulation are using the method suggested by Aungier and Baines. From Baines' calculation, the result of the turbine rotor output of the designer is 10.497 kW. In addition to output power performance predictions, the design obtains the cross section and rotor speeds used as the radial blade 3D rotor input. With the angle of the inlet angle rotor of 0° and 70°, a difference of flow profile is known. At the 70° inlet angle, it gives better performance based on velocity and distribution of flow pressure profiles. Flow characteristics that occur in the blade and its surrounding areas which are surrounded by cross section of hubs and shrouds causes a turbulent flow due to the low density and viscosity values of working fluids.*

***Keywords*** : airfoil, radial, refrigerant, blade, twist, vortex.



## KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan kehadirat Tuhan Yang Maha Esa, karena berkat rahmat dan karunia-Nya penulis mampu menyelesaikan laporan Tugas Akhir yang berjudul “**Analisis Aliran Fluida Refrigeran 134a Pada Single Blade Rotor Radial Berbasis *Computational Fluid Dynamics***”. Penulis telah banyak mendapatkan bantuan dari berbagai pihak dalam menyelesaikan tugas akhir maupun selama berkuliah di kampus perjuangan. Untuk itu penulis mengucapkan terima kasih kepada :

1. Bapak Agus Muhamad Hatta, ST, MSi, Ph.D, selaku Ketua Departemen Teknik Fisika ITS.
2. Bapak Gunawan Nugroho, S.T., M.T., Ph.D. selaku dosen pembimbing yang telah sabar dalam memberikan dukungan, bimbingan dan arahan dalam menyelesaikan tugas akhir ini.
3. Bapak Dr. Ridho Hantoro, S.T., M.T. selaku dosen penguji yang telah memberikan arahan dan motivasi dalam menyelesaikan revisi tugas akhir ini.
4. Bapak Dr. Ir. Totok Soehartanto, DEA selaku dosen wali yang selalu memberikan arahan dan dukungan selama menempuh masa perkuliahan di Teknik Fisika ITS.
5. Seluruh dosen Teknik Fisika – ITS yang telah menjadi media transfer ilmu sehingga saya dan teman – teman seperjuangan dapat menyelesaikan jenjang pendidikan sarjana.
6. Kedua orang tua Bapak I Putu Suwardika dan Ibu Ni Wayan Sriminiadi yang menjadi supporter sekaligus motivator hidup, serta adik Dwi Maharani, Kakek, Nenek, Alm. Kumpik dan seluruh keluarga tercinta di Bali yang selalu memberi dukungan dan doa tiada henti.
7. Keluarga besar di Surabaya, Nenek Ni Wayan Riasih, Bli Kadek Agus, Mbok Gek Rina, serta kedua keponakan kecil Keisha dan Kenzie yang selalu memberi semangat dan bantuan selama tinggal di Surabaya.
8. Partner sekaligus sahabat Chestha Amrita yang selalu menemani dalam suka maupun duka selama empat tahun berkuliah. Akri, Riris, Sintia, Fatmawati, Luthfa, Evi yang selalu memberi doa dan semangat motivasi.

9. Segenap keluarga Angkatan 2014 Teknik Fisika ITS (Tree Fortress) dan Angkatan 2014 TPKH-ITS (Laksmana) atas segala ceritanya, semoga kelak menjadi kenangan selama masa perkuliahan yang penuh perjuangan ini.
10. Serta semua pihak yang tidak dapat penulis sebutkan satu per satu yang secara langsung maupun tidak langsung telah membantu penulis selama empat tahun berkuliah.

Akhir kata penulis berharap dengan tersusunya laporan Tugas Akhir ini dapat menjadi salah satu sumber informasi yang bermanfaat bagi para pembaca terkait pemahaman dan aplikasi *turbomachine*. *Tak ada gading yang tak retak*, begitu pula dengan karya tulis ilmiah ini. Untuk itu penulis menerima segala masukan, kritik, dan saran yang membangun terkait dengan penulisan laporan Tugas Akhir ini.

Surabaya, 27 Juli 2018

Penulis



## DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL.....	i
PERNYATAAN BEBAS PLAGIARISME.....	v
LEMBAR PENGESAHAN.....	vii
ABSTRAK.....	xi
ABSTRACT.....	xiii
KATA PENGANTAR.....	xv
DAFTAR ISI.....	xvii
DAFTAR GAMBAR.....	xix
DAFTAR TABEL.....	xxi
BAB I PENDAHULUAN.....	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	3
1.3 Tujuan.....	3
1.4 Batasan Masalah.....	3
1.5 Sistematika Laporan.....	4
BAB II TINJAUAN PUSTAKA.....	5
2.1 <i>Airfoil</i> .....	5
2.2 Fluida Kerja Refrigeran 134a.....	5
2.3 <i>Blade</i> Rotor Radial Turbin.....	7
2.4 <i>Wake</i> dan <i>Vortex</i> .....	12
2.5 <i>Computational Fluid Dynamics</i> .....	12
2.6 Teori Dasar Mekanika Fluida.....	14
BAB III METODOLOGI PENELITIAN.....	17
3.1 Studi Literatur.....	18
3.2 Perancangan Geometri Rotor Turbin Radial.....	18
3.3 Proses Meshing.....	22
3.4 Proses Simulasi CFD.....	23
BAB IV ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN.....	27
4.1 Verifikasi Hasil.....	27
4.2 Profil Aliran Pada Variasi Sudut Aliran Masuk.....	27
4.3 Pembahasan.....	40
BAB V PENUTUP.....	45
5.1 Kesimpulan.....	45
DAFTAR PUSTAKA.....	47
LAMPIRAN	
BIODATA PENULIS	



## DAFTAR GAMBAR

<b>Gambar 2. 1</b> Penampang Airfoil .....	5
<b>Gambar 2. 2</b> Grafik Nilai ODP dan GWP Refrigeran (LPPM-ITB; Kementerian Lingkungan Hidup; UNDP, 2004-2005) .....	7
<b>Gambar 2. 3</b> Penampang Geometri Turbin Radial .....	8
<b>Gambar 2. 4</b> Geometri Rotor Turbin Radial.....	9
<b>Gambar 2. 5</b> Segitiga Kecepatan Rotor Turbin .....	10
<b>Gambar 2. 6</b> Resirkulasi Pada Daerah Inlet Rotor Turbin Radial .....	10
<b>Gambar 2. 7</b> Profil Loss Energi Kinetik Rotor Radial Turbin... ..	11
<b>Gambar 3. 1</b> Diagram Alir Penelitian .....	17
<b>Gambar 3. 2</b> Dimensi Turbin Radial Merdional.....	19
<b>Gambar 3. 3</b> Segitiga Kecepatan Rotor Turbin Radial .....	20
<b>Gambar 3. 4</b> Rotor Turbin Radial 3D.....	20
<b>Gambar 3. 5</b> <i>Blade Profile</i> Rotor Turbin Radial .....	21
<b>Gambar 3. 6</b> <i>Single Blade</i> Rotor Turbin Radial .....	22
<b>Gambar 3. 7</b> <i>Meshing Passage Blade</i> Rotor Turbin Radial.....	23
<b>Gambar 3. 8</b> <i>Meshing Blade Rotor</i> Turbin Radial.....	23
<b>Gambar 3. 9</b> Blade Rotor Hasil Simulasi .....	26
<b>Gambar 4. 1</b> Streamline pada Sudut Inlet 0° .....	28
<b>Gambar 4. 2</b> Streamline pada Sudut Inlet 70° .....	29
<b>Gambar 4. 3</b> Kontur Kecepatan pada Sudut Inlet 0°.....	30
<b>Gambar 4. 4</b> Kontur Kecepatan pada Sudut Inlet 70°.....	31
<b>Gambar 4. 5</b> Vektor Kecepatan Area <i>Low Periodic</i> pada Sudut Inlet 70° .....	32
<b>Gambar 4. 6</b> Vektor Kecepatan Area <i>High Periodic</i> pada Sudut Inlet 70° .....	33
<b>Gambar 4. 7</b> Kontur Tekanan Variasi Sudut Inlet 0°.....	35
<b>Gambar 4. 8</b> Kontur Tekanan Variasi Sudut Inlet 70°.....	35
<b>Gambar 4. 9</b> Kontur Tekanan Sudut Inlet 70° Penampang <i>Shroud</i> .....	36
<b>Gambar 4. 10</b> Kontur Tekanan Sudut Inlet 70° Penampang Hub .....	37
<b>Gambar 4. 11</b> Kontur Tekanan Variasi Sudut Inlet 70° (a) Penampang <i>High Periodic</i> (b) Penampang <i>Low Periodic</i> .....	38

<b>Gambar 4. 12</b> Kontur Tekanan Variasi Sudut Inlet 70° (a) Area Inlet (b) Area Outlet .....	39
<b>Gambar 4. 13</b> Kontur Tekanan 3D <i>Passage Body</i> Blade Rotor Sudut Inlet 70° .....	42

## DAFTAR TABEL

<b>Tabel 2. 1</b> Data Properti Fluida Kerja R-134a .....	6
<b>Tabel 3. 1</b> Parameter Kondisi Input Blade Rotor Turbin Radial	19
<b>Tabel 3. 2</b> Properti Termodinamika R – 134a.....	24
<b>Tabel 3. 3</b> Kondisi Batas.....	25
<b>Tabel 4. 1</b> Hasil Simulasi Kuantitatif.....	42



# BAB I

## PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

Siklus Rankine Organik (ORC) merupakan salah satu siklus yang sering digunakan dalam suatu pembangkitan dengan memanfaatkan *waste energy* dimana fluida yang digunakan berbahan organik (Imran, Usman, Byung, & Yang, 2016). Di Indonesia, penggunaan teknologi ORC masih sangat sedikit karena industri nasional belum ada yang dapat memproduksi komponen sistem ORC, sehingga teknologi ORC dinilai membutuhkan investasi yang tinggi. Untuk saat ini, pemanfaatan siklus rankine dengan fluida kerja organik hanya sebatas untuk alternatif penambahan daya output pembangkitan listrik, dimana uap sebagai sumber utama pembangkit digunakan untuk memanaskan fluida kerja bantu atau yang sering dikenal dengan teknologi siklus biner. Teknologi siklus biner adalah sistem pembangkit listrik dimana fluida bertekanan rendah seperti misal panas bumi, baik berupa uap maupun air panas dimanfaatkan sebagai sumber panas utama untuk memanaskan fluida kedua (fluida kerja) dengan menggunakan alat penukar panas dari fase cair menjadi fase gas. Fase gas dari fluida kerja ini kemudian dialirkan ke dalam turbin yang dikopel dengan generator untuk membangkitkan listrik.

Berdasarkan pada penelitian sebelumnya terkait efisiensi suatu pembangkit listrik bahwa komponen yang berpengaruh besar dalam pemusnahan eksergi terjadi pada turbin (Yari, 2010). Pemusnahan eksergi pada turbin gas terjadi karena adanya gesekan antara fluida kerja dengan sudu – sudu turbin yang menyebabkan terjadinya pembangkitan entropi pada fluida kerja (Balqis, Indriawati, & W, 2012). Pada tingkatan pertama, entropi pada sistem sangat menguntungkan untuk tingkat selanjutnya, akan tetapi sangat merugikan pada tingkat terakhir karena sudah tidak dimanfaatkan lagi seperti pada proses sebelumnya namun langsung dialirkan ke tingkat selanjutnya pada siklus.

Berdasarkan permasalahan tersebut, maka dibutuhkan beberapa penelitian terkait peningkatan performa turbin agar

seluruh energi dapat dikonversi menjadi listrik. Selain peningkatan performa, pengurangan kerugian akibat beberapa faktor unjuk kerja turbin juga perlu dikaji dalam proses ekspansi. Terdapat beberapa jenis turbin gas yang digunakan berdasarkan kebutuhan kondisi operasi. Untuk sistem turbin gas dengan fluida kerja yang bertekanan dan temperature rendah untuk aplikasi siklus rankine organik, jenis radial turbin tepat diaplikasikan karena mampu beroperasi pada kecepatan tinggi.

Perancangan turbin gas yang umum dan banyak dilakukan pada penelitian yang sudah ada berfokus pada perancangan komponen yang berpengaruh besar terhadap performa turbin yaitu pada komponen rotor. Rotor adalah komponen yang berputar pada turbin terdiri dari poros dan sudu – sudu turbin (*blade*) yang mengubah energi panas fluida menjadi energi kinetik untuk memutar generator. Selain itu telah dilakukan optimisasi pemilihan desain turbin menggunakan fluida kerja R-134a yang dapat menghasilkan peningkatan daya turbin sekitar 3,6% bila kecepatan dan bentuk *blade* tertentu dioptimalkan pada rentang yang diuji (Hong & Kuo, 2017). Banyak penelitian yang dilakukan pada studi termodinamik dari sistem ORC dan pemilihan fluida kerja dengan fokus utama pada peningkatan efisiensi pembangkit daya. Oleh karena itu, turbin harus didesain agar memenuhi kondisi operasi fluida kerja untuk sistem ORC pada temperatur dan tekanan yang sesuai dengan properti termodinamik fluida kerja. Semakin tinggi nilai efisiensi atau daya yang dapat dibangkitkan oleh turbin, maka semakin baik pula unjuk kerja komponen lainnya dalam satu siklus tersebut.

Berdasarkan permasalahan tersebut maka dalam penelitian ini akan dilakukan studi desain geometri rotor turbin tipe radial dengan menggunakan fluida kerja bantu R-134a untuk meningkatkan daya keluaran turbin. Turbin radial dipilih karena memungkinkan kinerja yang lebih baik untuk skala yang lebih rendah (Amsyari & Ariwibowo, 2016). Tantangan dalam pemodelan numerik turbin radial yang menggunakan fluida kerja bantu masih perlu ditangani untuk memperbaiki desain turbin dan mengoptimalkan ORC dengan lebih baik. Eksperimen terkait



aliran 3D pada rotor turbin radial sulit untuk dilakukan karena mengingat terbatasnya waktu dan memerlukan biaya yang mahal sehingga simulasi dengan modifikasi *blade* rotor menjadi salah satu solusi yang akan dilakukan pada tugas akhir ini. Diharapkan dengan perancangan *blade* rotor dapat dilakukan analisa yang lebih detail terkait pengaruh desain geometri rotor terhadap fenomena aliran 3D fluida kerja dan performa turbin radial.

## 1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang yang telah dijelaskan diatas, maka rumusan masalah yang akan diangkat pada penelitian tugas akhir ini yaitu:

- a. Bagaimana menentukan geometri *blade* rotor radial dengan menggunakan fluida kerja R-134a agar memperoleh daya output maksimal?
- b. Bagaimana analisis karakteristik aliran fluida kerja R-134a yang melewati *blade* rotor radial?

## 1.3 Tujuan

Adapun tujuan dari penulisan tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

- a. Untuk menentukan geometri *blade* rotor radial dengan menggunakan fluida kerja R-134a agar memperoleh daya output maksimal.
- b. Untuk menganalisa karakteristik aliran fluida kerja R-134a yang melewati *blade* rotor radial.

## 1.4 Batasan Masalah

Batasan masalah yang digunakan dalam penelitian tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

- a. Daya output yang dihasilkan 10 kW (sesuai output pada paper eksperimen)
- b. Aliran yang melewati *blade* rotor dalam keadaan *steady* dengan fluida kerja R-134a.
- c. Perpindahan panas diabaikan.

- d. Karakteristik aliran fluida yang dianalisa meliputi distribusi tekanan serta kontur dan vektor kecepatan pada daerah sepanjang *blade* rotor.

## **1.5 Sistematika Laporan**

Laporan Tugas Akhir ini tersusun dari 5 bab dengan rincian sebagai berikut:

### **BAB I PENDAHULUAN**

Pada bagian ini dijelaskan mengenai latar belakang dilakukannya tugas akhir, rumusan permasalahan yang diangkat, tujuan penelitian, batasan masalah yang digunakan, serta sistematika penulisan laporan tugas akhir.

### **BAB II TINJAUAN PUSTAKA**

Pada bagian ini terdiri dari tinjauan beberapa pustaka yang digunakan sebagai dasar teori dalam penelitian tugas akhir. Beberapa teori yang dijelaskan pada bab ini yaitu mengenai fluida kerja R-134a, *blade* rotor radial, aliran 3D pada rotor, dan *Computational Fluid Dynamics*.

### **BAB III METODOLOGI PENELITIAN**

Pada bagian ini dijelaskan secara detail mengenai tahapan – tahapan dalam melakukan simulasi dengan metode *Computational Fluid Dynamics*. Beberapa tahapan dalam melakukan simulasi CFD yaitu terdiri dari tahap desain geometri, *meshing*, *pre processing*, *solver*, dan *post processing*.

### **BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN**

Pada bagian ini disajikan data hasil simulasi beserta analisisnya sesuai dengan tujuan penelitian.

### **BAB V PENUTUP**

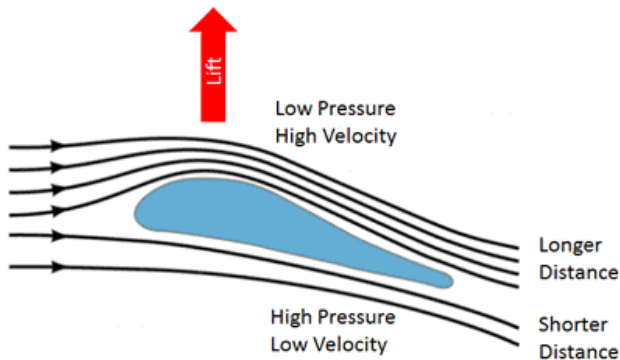
Bab V merupakan bagian akhir dalam penyusunan laporan tugas akhir yang berisi kesimpulan untuk menjawab tujuan penelitian.

## BAB II TINJAUAN PUSTAKA

### 2.1 *Airfoil*

Profil *airfoil* adalah elemen penting dalam konversi energi pada proses ekspansi. Bentuk *airfoil* pada rotor turbin radial umumnya berbentuk *twisted* yaitu melengkung pada bagian atas sampai dengan bagian bawah berbentuk cekung, ujung tumpul pada bagian *trailing edge* dan *ellips* pada bagian *leading edge*. Dengan bentuk yang seperti itu, maka menyebabkan kecepatan fluida yang melalui sisi atas akan lebih tinggi daripada bagian bawahnya.

Penampang sudu dengan profil *airfoil* yang berbeda memungkinkan profil aliran yang dihasilkan juga berbeda. Berikut adalah penampang *airfoil* berdasarkan hukum konversi energi *Bernoulli*.



Gambar 2. 1 Penampang Airfoil

### 2.2 Fluida Kerja Refrigeran 134a

Menurut Bao (Bao & Zhao, 2013) hubungan antara properti fluida kerja dan kriteria performa termodinamika dari sistem ORC secara teoritis maupun analitis terdiri dari penguapan *latent heat*, *density*, *specific heat*, *critical temperature*, *boiling temperature*, *freezing point*, *berat molecular*, *viscosity*, dan *conductivity*. Berikut adalah properti termodinamika dari refrigerant 134a (tetrafluoroethane/  $\text{CF}_3\text{CH}_2\text{F}$ ) berdasarkan datasheet.

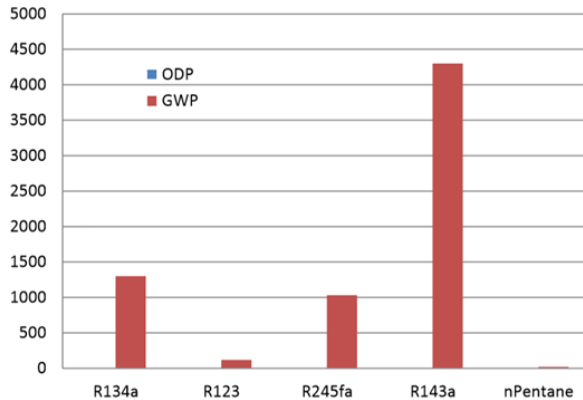
**Tabel 2. 1** Data Properti Fluida Kerja R-134a

No	Properti Termodinamika	Spesifikasi
1	Berat molekul	102.03
2	Boiling point	-14.9°F (-26.06°C)
3	Temperatur kritis	213.9 °F (101.08 °C, 673.6 °R, 374.23 K)
4	Tekanan kritis	588.9 psia (4060.3 kPa)
5	Massa jenis kritis	32.17 lb/ft <sup>3</sup> (515.3kg/m <sup>3</sup> )
6	Volume kritis	0.031 ft <sup>3</sup> /lb (0.00194 m <sup>3</sup> /kg)
7	Panas laten	155.4 kj/kg
8	ODP	0
9	GWP	1300

Beberapa karakteristik refrigerant yang harus dipenuhi jika digunakan sebagai fluida kerja bantu, yaitu memiliki tekanan penguapan yang lebih tinggi dari tekanan atmosfer, memiliki panas laten penguapan lebih tinggi, dimana dengan kapasitas refrigerant yang sama dapat menghasilkan efek refrigerasi yang lebih besar, konduktivitas thermal yang besar sehingga lebih efisien dalam pemakaian, viskositas (fase gas/cair) sebaiknya rendah agar tahanan aliran refrigerasi menjadi sangat kecil sehingga kerugian tekanannya akan berkurang, mempunyai titik beku rendah, serta stabil dan tidak bereaksi dengan material yang dipakai, sehingga tidak menyebabkan korosi.

Ramah lingkungan merupakan salah satu parameter yang ditinjau dalam memilih refrigeran. Saat ini penggunaan refrigeran masih didominasi oleh refrigeran yang mengandung CFC dan HCFC. Refrigeran buatan tersebut memiliki potensi pengikisan ozon ODP (*Ozone Depletion Potential*) dan juga potensi pemanasan global GWP (*Global Warming Potential*) yang dapat merusak lingkungan sekitar. Berlubangnya lapisan ozon selain menjadi penyebab utama pemanasan global juga dapat menimbulkan beberapa penyakit bagi manusia seperti kanker kulit, katarak, dan menurunnya sistem imun tubuh yang diakibatkan oleh

radiasi sinar ultraviolet. Berikut merupakan perbandingan nilai ODP dan GWP beberapa refrigeran yang sering digunakan untuk aplikasi siklus rankine.



**Gambar 2. 2** Grafik Nilai ODP dan GWP Refrigeran (LPPM-ITB; Kementerian Lingkungan Hidup; UNDP, 2004-2005)

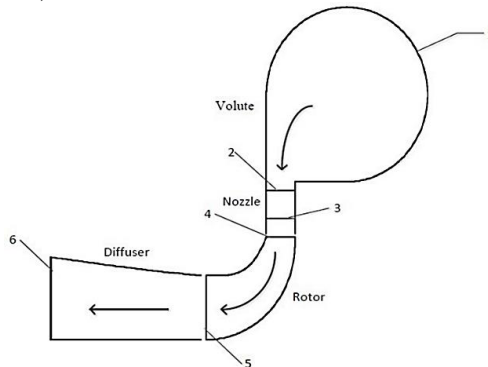
Berdasarkan grafik tersebut terlihat bahwa R-123 dan R-134a memiliki nilai ODP dan nilai GWP yang rendah dibandingkan dengan refrigeran halocarbon lainnya. Hasil penelitian V. F., J. Segovia, A. G (2012) menyimpulkan bahwa R-245fa dan R-134a adalah jenis refrigeran terbaik untuk sistem yang ramah lingkungan dengan sumber panas bertemperatur rendah (Amsyari & Ariwibowo, 2016). R-134a lebih memungkinkan untuk dipilih daripada R-245fa mengingat harga R-245fa yang lebih mahal daripada R-134a.

### 2.3 *Blade Rotor Radial Turbin*

Secara umum prinsip kerja turbin radial adalah fluida kerja masuk melalui *volute* dan diekspansikan pada rotor yang berputar. Perubahan momentum yang terjadi pada fluida membuat rotor berputar dan menghasilkan daya. Bila dilihat melalui diagram entalpi-entropi, terlihat bahwa tekanan total mulai dari masuk *volute*, masuk nosel, dan masuk rotor adalah sama. Kemudian

fluida kerja mengalami penurunan entalpi yang diasumsikan secara isentropik pada stator pada titik 1 – 3, 4. Fluida kerja kemudian memasuki rotor dan terekspansi secara tidak isentropik. Energi hasil ekspansi dimanfaatkan sebagai kerja dari turbin radial pada titik 4 - 6. (Prasetyo, 2015)

Turbin radial terdiri dari beberapa komponen yaitu *volute*, nosel, rotor, dan diffuser. Di antara *volute* dengan nosel dan nosel dengan rotor terdapat *vaneless passage* yang merupakan ruangan kosong yang menjadi penghubung antar komponen. Berikut adalah geometri dari komponen utama dari turbin radial aliran masuk. (Aungier, 2005)



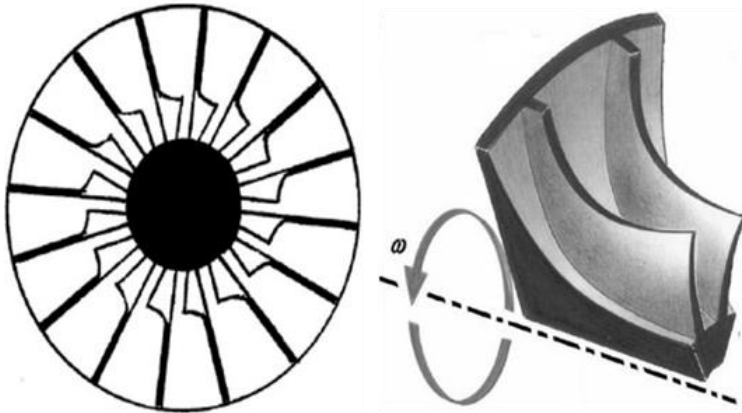
1 = volute inlet parameter    2 = volute exit and nozzle inlet parameter  
 3 = nozzle exit parameter    4 = rotor inlet parameter  
 5 = rotor exit parameter    6 = diffuser exit parameter

**Gambar 2. 3** Penampang Geometri Turbin Radial

### 2.3.1 Geometri Rotor

Bagian terpenting yang mempengaruhi kerja turbin secara keseluruhan dari suatu rotor adalah blade rotor. Untuk rotor turbin radial, aliran memasuki rotor pada arah radial dan keluar arah aksial. Terdapat dua jenis blade berdasarkan sudut inlet aliran masuk rotor, yaitu dengan bentuk elemen lurus ( $0^\circ$ ) dan radial ( $70^\circ$ ). Untuk turbin jenis aliran dalam, bagian inlet blade rotor umumnya radial, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.4. Tujuannya adalah untuk menghindari *bending stress* yang

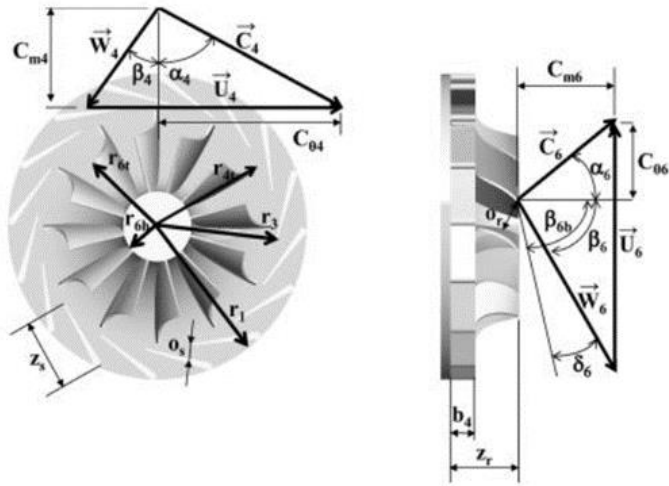
disebabkan oleh gaya sentrifugal pada blade rotor akibat kecepatan putar yang tinggi (Baines, 2003).



**Gambar 2. 4** Geometri Rotor Turbin Radial

### 2.3.2 Segitiga Kecepatan Rotor

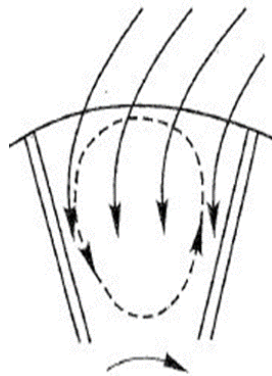
Tingkat keadaan pada rotor inlet dan outlet dapat dijelaskan dengan segitiga kecepatan. Persamaan yang digunakan adalah Persamaan *Euler* untuk mesin turbo. Turbin diharapkan dapat bekerja pada kondisi optimal sehingga dapat diasumsikan bahwa kecepatan tangensial keluar rotor bernilai nol untuk mengurangi rugi – rugi aliran saat fluida keluar rotor.



**Gambar 2. 5** Segitiga Kecepatan Rotor Turbin

### 2.3.3 Aliran 3D Rotor

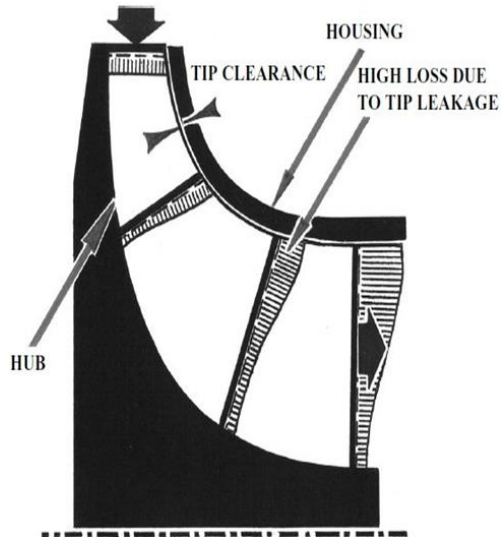
Bidang aliran pada sudu rotor turbin radial sangat rumit karena aliran memasuki rotor dalam arah radial dan keluar dalam arah aksial, dengan perubahan radius yang signifikan selama  $90^\circ$  putaran aliran, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.4.



**Gambar 2. 6** Resirkulasi Pada Daerah Inlet Rotor Turbin Radial



Pada daerah inlet, jika arah aliran tidak sesuai saat mendekati *leading edge*, pemisahan aliran dan resirkulasi dapat terjadi baik di dekat permukaan hisap atau permukaan tekanan blade rotor. Alasan terjadinya pemisahan aliran dan pembentukan resirkulasi menyatakan bahwa besarnya gaya lintas di ujung blade berbeda dengan gaya di radius bawah. Oleh karena itu, dihasilkan aliran sekunder sebagai akibat dari adanya aliran sirkulasi dalam arah berlawanan dengan kecepatan rotasi, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.6. Jika besarnya sirkulasi cukup besar, maka akan menyebabkan pemisahan aliran (Baines, 2003).



**Gambar 2. 7** Profil Loss Energi Kinetik Rotor Radial Turbin

Akibat dari efek kombinasi antara *cross passage force* dan *tip leakage*, aliran sekunder yang kompleks terjadi di bagian dari daerah inlet ke *trailing edge* dari sudu rotor (Baines, 2003). Aliran sekunder ini terjadi pada daerah vortex inlet. Karena tidak ada metode yang dapat diandalkan untuk memisahkan bagian yang hilang ke dalam rugi profil dan rugi aliran sekunder dan mengukurnya secara terpisah (Baines, 2003), maka rata-rata rugi

energi kinetik yang dihasilkan oleh sudu penting untuk dipahami. Seperti yang ditunjukkan oleh Gambar 2.7, mayoritas kerugian dihasilkan di sekitar *shroud corner*, karena pengaruh *tip leakage flow*. Oleh karena itu, radius dan arah pergeseran, *serta tip leakage flow* adalah faktor utama yang membentuk fenomena aliran di bagian sudu rotor turbin radial.

## 2.4 Wake dan Vortex

*Wake* adalah daerah aliran dengan bentuk sirkulasi aliran yang tidak beraturan yang disebabkan oleh aliran disekitarnya yang melewati benda padat. *Wake* ditandai dengan penurunan kecepatan dan peningkatan level turbulensi yang signifikan pada daerah downstream. Turbulensi terjadi akibat dari aliran fluida pada daerah *mainstream* yang berkecepatan tinggi mengalami pertukaran momentum dan energi menuju aliran *downstream* yang berkecepatan rendah. *Wake* pada turbin terbentuk melalui tiga buah sistem vortex yang kompleks, yaitu *starting vortex*, *trailing vortex*, dan *bound vortex*. Vortex terjadi karena tekanan yang tinggi pada daerah belakang titik stagnansi, sehingga menyebabkan partikel dari fluida yang mengalir sepanjang *trailing edge* terlempar jauh dari permukaan *trailing edge* (Hantoro, 2009). Fenomena ini dapat memicu munculnya separasi aliran yang memisahkan antara aliran *wake* dengan turbulensi yang tinggi dan aliran disekitarnya.

Aliran sekunder juga dapat terjadi pada bagian root dimana, ketika aliran sekunder bercampur dengan aliran fluida utama, maka akan terbentuk *root vortex*. Selain itu juga dapat terjadi fenomena *bound vortex* yang terjadi pada airfoil *blade* yang disebabkan oleh perubahan kecepatan yang mendadak dan perbedaan tekanan yang signifikan (Sanderse, 2009).

## 2.5 Computational Fluid Dynamics

*Computational Fluid Dynamics* (CFD) merupakan perangkat lunak untuk mensimulasikan perilaku suatu sistem yang melibatkan aliran fluida, perpindahan panas, dan proses fisik lainnya. CFD membuat solusi untuk persamaan-persamaan aliran

fluida (dalam bentuk tertentu) meliputi suatu daerah yang diinginkan, dengan kondisi pada batas-batas daerah tersebut adalah spesifik dan diketahui. CFD telah digunakan secara ekstensif selama bertahun-tahun untuk menganalisis aliran pada *rotating turbomachinery*.

Kode-kode CFD disusun dalam struktur suatu algoritma numerik yang dapat menangani masalah fluida. Ada tiga tahap utama dalam melakukan simulasi CFD yaitu pre processor, solver, dan post processor. Pada tahapan pre processor dilakukan pendefinisian geometri daerah yang akan dianalisis dan merupakan domain dari komputasi. Akurasi dari solusi CFD diatur oleh banyaknya jumlah cell dalam grid. Secara umum semakin besar jumlah cell maka akurasi dari solusi yang dihasilkan menjadi lebih baik. Semakin banyak jumlah grid maka biaya komputasi juga semakin besar. Oleh karena itu, grid yang optimal memiliki mesh yang tidak seragam, dengan mesh yang lebih rapat di area yang menjadi titik kritis. Pada tahapan solver terdapat beberapa teknik dalam mencari solusi numerik yaitu finite difference, finite element, dan spectral method. Secara garis besar metode numeric yang menjadi dasar dari tahapan solver yaitu melakukan aproksimasi atau perkiraan dari variabel aliran yang tidak diketahui dengan memakai fungsi-fungsi sederhana.

Perangkat lunak CFD yang digunakan yaitu ANSYS Multiphysic. Terdapat satu persamaan yang dipecahkan yaitu persamaan *Navier Stokes* dalam bentuk konservasi. (Arifin, 2014)

a) Persamaan Kontinuitas/Konservasi Massa

Keseimbangan massa elemen fluida: “Laju penambahan jumlah massa sama dengan laju netto aliran massa yang masuk ke elemen fluida”

$$\frac{\delta \rho}{\delta t} + \frac{\delta(\rho u)}{\delta x} + \frac{\delta(\rho v)}{\delta y} + \frac{\delta(\rho w)}{\delta z} = 0 \quad 2.1$$

b) Persamaan Energi

Hukum Termodinamika I: “Laju perubahan energi dari fluida sama dengan laju penambahan panas ke fluida ditambah dengan laju kerja yang dilakukan terhadap fluida”

$$\begin{aligned} \frac{\delta E_r}{\delta t} + \frac{\delta(uE_r)}{\delta x} + \frac{\delta(vE_r)}{\delta y} + \frac{\delta(wE_r)}{\delta z} = -\frac{\delta(\rho u)}{\delta x} - \frac{\delta(\rho v)}{\delta y} - \frac{\delta(\rho w)}{\delta z} - \\ \frac{1}{RePr} \left( \frac{\delta q_x}{\delta x} + \frac{\delta q_y}{\delta y} + \frac{\delta q_z}{\delta z} \right) + \frac{1}{Re} \left( \frac{\delta}{\delta x} (u\tau_{xx} + v\tau_{xy} + w\tau_{xz}) + \right. \\ \left. \frac{\delta}{\delta y} (u\tau_{xy} + v\tau_{yy} + w\tau_{yz}) + \frac{\delta}{\delta z} (u\tau_{xz} + v\tau_{yz} + w\tau_{zz}) \right) \quad 2.2 \end{aligned}$$

c) Persamaan Momentum

Hukum II Newton: “Laju perubahan momentum dari partikel sama dengan gaya – gaya pada partikel”. Berikut adalah persamaan momentum ke arah sumbu X.

$$\begin{aligned} \rho \left( \frac{\delta v_x}{\delta t} + v_x \frac{\delta v_x}{\delta x} + v_y \frac{\delta v_x}{\delta y} + v_z \frac{\delta v_x}{\delta z} \right) = -\frac{\delta P}{\delta x} + \rho g_x + \\ \mu \left( \frac{\delta^2 v_x}{\delta x^2} + \frac{\delta^2 v_x}{\delta y^2} + \frac{\delta^2 v_x}{\delta z^2} \right) \quad 2.3 \end{aligned}$$

## 2.6 Teori Dasar Mekanika Fluida

Dalam melakukan analisa aliran fluida pada komponen seperti blade rotor, maka hukum dasar dari mekanika fluida akan membantu dalam menganalisa fenomena apa saja yang terjadi.

a) Hukum *Bernoulli*

Pada aliran inkompresibel *one dimensional*, tekanan total yang terjadi adalah konstan sepanjang aliran tersebut. Tekanan total adalah hasil dari penjumlahan tekanan static dan tekanan dinamik.

$$P_t = P_s + P \quad 2.4$$

b) Tekanan

Tekanan total, tekanan static, dan tekanan dinamik dinyatakan dalam hubungannya dengan tekanan atmosfer yaitu tekanan absolut dan tekanan vakum.

c) Hukum *St. Venant*

Diaplikasikan pada aliran kompresibel ( $M \geq 0,3$ ) dengan persamaan sebagai berikut.

$$C_p \cdot T + \frac{1}{2} \rho V^2 = \text{konstan} \quad 2.5$$

## d) Jenis Aliran

Pada aliran laminar vector kecepatan pada setiap garis aliran adalah sejajar. Kecepatan aliran bertambah secara bertahap mulai dari nol sepanjang dinding. Sedangkan pada aliran turbulen, pada setiap aliran terjadi gerakan yang tidak beraturan. Nilai Reynolds Number (Re) tergantung dari kecepatan aliran, diameter penampang, dan viskositas fluida.

## e) Laju Aliran

Besarnya volume aliran tergantung dari luas permukaan  $S$  dan kecepatan aliran  $V$ .

$$Q = S \times V \quad 2.6$$

Jika berat jenis aliran adalah  $\rho$  maka besarnya debit aliran adalah.

$$Q = \rho \times S \times V \quad 2.9$$

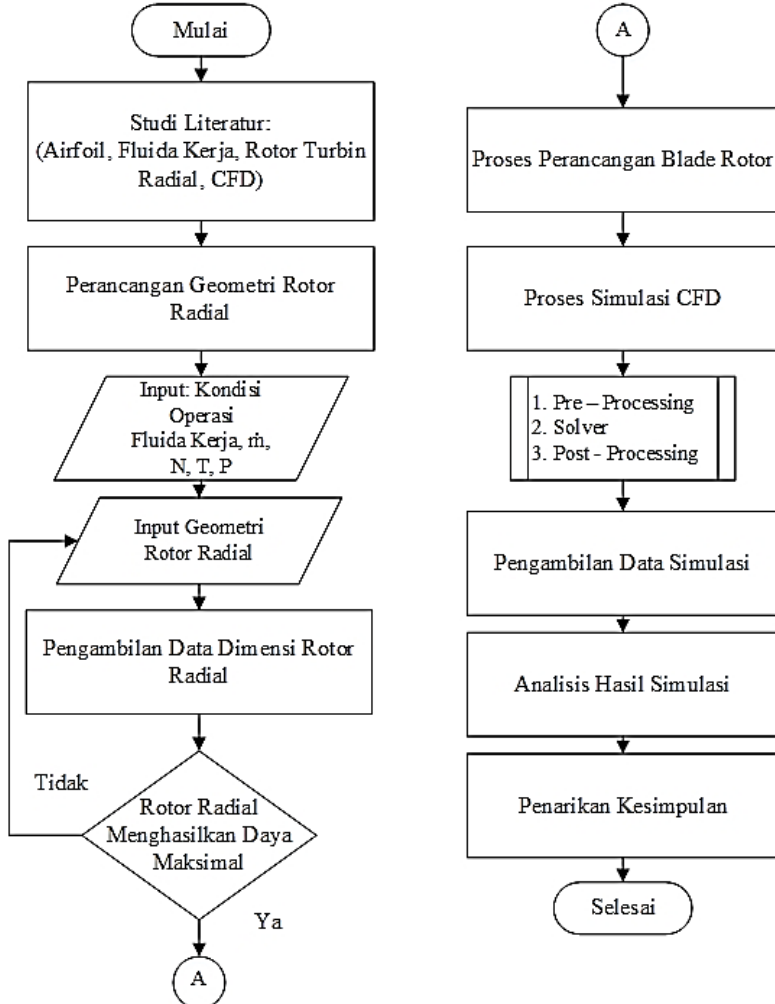
Dari perbedaan tekanan aliran masuk dan aliran keluar dan perbedaan luas penampang maka dapat dihitung kecepatan alirannya yaitu akar perubahan tekanan dikali dengan koefisien  $K$  yang nilainya tergantung dari harga massa spesifik fluida dan jenis aliran.

$$V = K \times \sqrt{\Delta P} \quad 2.10$$

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

### BAB III METODOLOGI PENELITIAN

Berikut merupakan diagram alir penelitian dari pelaksanaan tugas akhir ini:



**Gambar 3. 1** Diagram Alir Penelitian

Tahapan penelitian tugas akhir pada Gambar 3.1 dapat dijelaskan sebagai berikut:

### **3.1 Studi Literatur**

Pelaksanaan tugas akhir ini diawali dengan studi literatur yang bertujuan sebagai proses pemahaman konsep yang diperoleh dengan cara mempelajari jurnal, buku, atau artikel ilmiah lainnya yang berkaitan dengan tugas akhir. Adapun konsep yang dipelajari pada studi literatur yaitu mengenai pemilihan dan karakteristik termodinamika fluida kerja R-134a, blade rotor turbin radial, dan simulasi *Computational Fluid Dynamics* (CFD) menggunakan software Ansys untuk *Turbomachine*. Untuk mendukung analisa hasil simulasi maka dilakukan studi literatur terkait karakteristik aliran 3D dari suatu fluida yang melalui sebuah blade rotor turbin radial yang berputar.

### **3.2 Perancangan Geometri Rotor Turbin Radial**

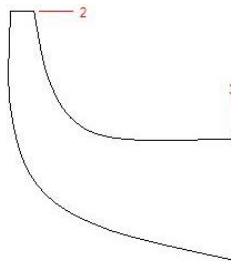
Perancangan geometri blade rotor turbin radial jenis aliran masuk (*inflow*) dilakukan melalui dua tahap yaitu dengan pendekatan numerik dan simulasi CFD. Perancangan dengan pendekatan numerik dan simulasi 3D menggunakan variabel yang disarankan oleh Aungier dan Baines. Pendekatan numerik dilakukan untuk memperoleh perhitungan estimasi geometri blade yang akan diaplikasikan pada rotor turbin radial. Penentuan keadaan awal dipilih oleh penulis sesuai dengan rentang karakteristik termodinamika dari fluida kerja R-134a dan kondisi operasi input sesuai dengan paper eksperimen dengan nilai kecepatan rotasi yang berbeda yaitu 20.000 rpm. Berikut adalah parameter input perancangan awal blade rotor turbin radial dengan fluida kerja R-134a.

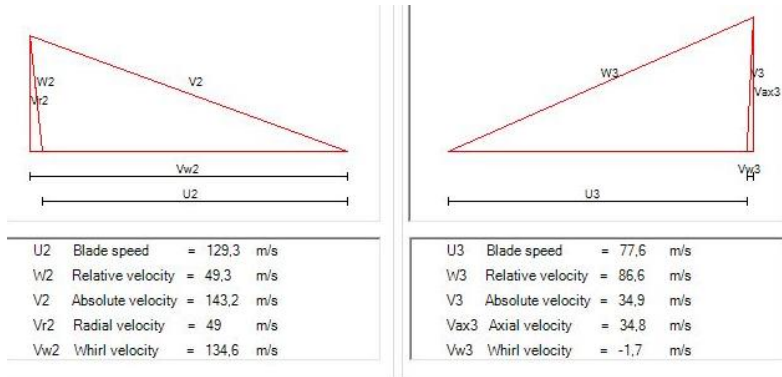


**Tabel 3. 1** Parameter Kondisi Input Blade Rotor Turbin Radial

Parameter Input	Nilai
Laju aliran massa (m)	0.6 kg/s
Kecepatan rotasional (N)	20000 RPM
Temperatur total masuk	373 K
Tekanan total masuk	3 bar
Konstanta panas spesifik (Cp)	1000,691 kJ/kg
Konstanta gas spesifik (R)	81,5 kJ/kg
Flow inlet angle	0° dan 70°
Blade speed ratio	0.6
Target daya output	10 – 20 kW

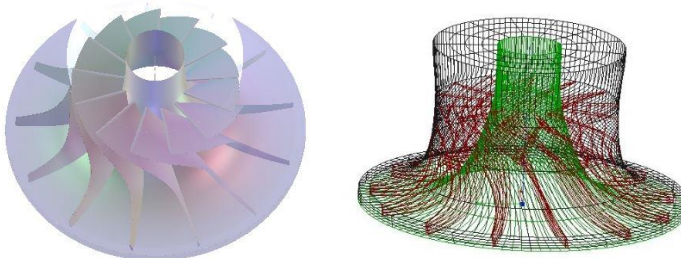
Dari nilai parameter input yang sudah ditentukan tersebut, maka tahap selanjutnya dari perancangan numerik blade rotor turbin radial dilakukan dengan menggunakan software *Ansys Vista Radial Turbine* (Vista RTD). Vista RTD adalah salah satu program numerik pada Ansys yang digunakan untuk merancang rotor turbin radial dengan mode iterasi satu dimensi (1D). Adapun parameter input Vista RTD pada perancangan numerik rotor turbin radial yaitu berupa kondisi aerodinamika dan karakteristik fluida kerja R-134a berdasarkan data input kondisi awal. Dari hasil perhitungan Baines, diperoleh daya output rotor turbin hasil perancangan sebesar 10,497 kW. Selain prediksi nilai performansi dan output, juga diperoleh gambaran 1D (flow path) arah meridional dari penampang turbin serta segitiga kecepatan seperti pada gambar berikut.

**Gambar 3. 2** Dimensi Turbin Radial Merdional



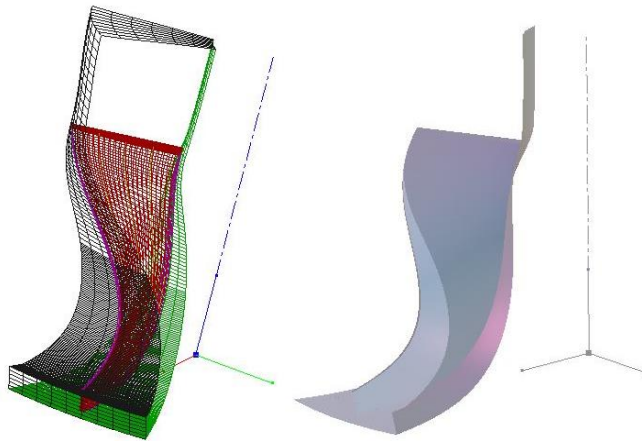
**Gambar 3. 3** Segitiga Kecepatan Rotor Turbin Radial

Tahap selanjutnya dari perancangan geometri adalah tahap perancangan blade rotor dengan software *Ansys BladeGen* yang merupakan komponen dari *Ansys BladeModeler*. *BladeGen* dipilih karena dapat digunakan untuk desain cepat 3D dari komponen mesin berputar seperti rotor turbin. Data hasil perancangan awal digunakan sebagai data input untuk dimensi utama blade rotor turbin pada program *Ansys BladeGen*. Hal ini dilakukan agar geometri yang dirancang pada tahap simulasi menghasilkan spesifikasi yang rasional. Adapun bagian – bagian rotor yang dapat dikomputasikan berupa geometri blade, hub, shroud, arah input, output, dan rotasi putar. Berikut adalah gambar 3D hasil perancangan rotor turbin radial untuk 13 blade.



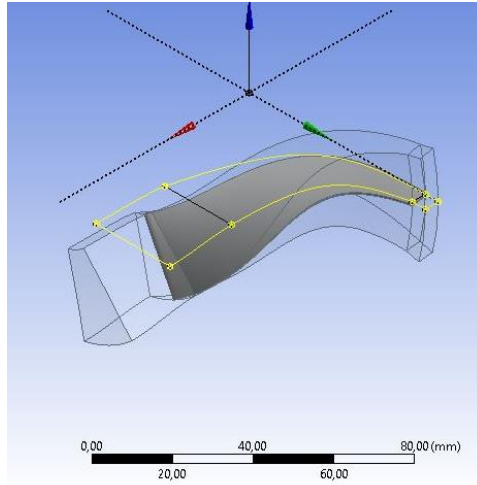
**Gambar 3. 4** Rotor Turbin Radial 3D

Dalam komputasi perancangan, digunakan 13 blade untuk merepresentasikan bagian rotor turbin secara keseluruhan. Pemilihan 13 blade berdasarkan nilai *slip factor* yang digunakan yaitu 0.834 (Baines, 2003). Namun output yang dihasilkan pada perancangan dengan BladeGen adalah 1 buah blade (*single blade*) yang dilengkapi dengan bagian hub dan shroud sebagai tempat dudukan (*passage body*) blade itu sendiri yang akan dianalisa karakteristik aliran yang terjadi ketika fluida kerja R-134a melalui *blade body* dari arah inlet sampai dengan dengan outlet rotor.



**Gambar 3. 5** *Blade Profile Rotor Turbin Radial*

Tahap akhir dari perancangan geometri blade rotor turbin adalah mengimport blade rotor ke dalam *Desain Modeler Fluent*. Pada tahap ini seluruh komponen geometri didefinisikan sebagai domain. Berikut adalah hasil perancangan geometri 3D dari rotor turbin radial dengan 1 blade (*single blade*). Adapun domain yang didefinisikan terdiri dari, bagian blade (*blade body*), bagian sekitar blade (*passage body*), aliran masuk fluida (*inlet*), aliran keluar fluida (*outlet*), lengkungan permukaan dudukan blade sekaligus poros (*hub*), dan lengkungan permukaan yang membentuk batas luar aliran fluida (*shroud*).



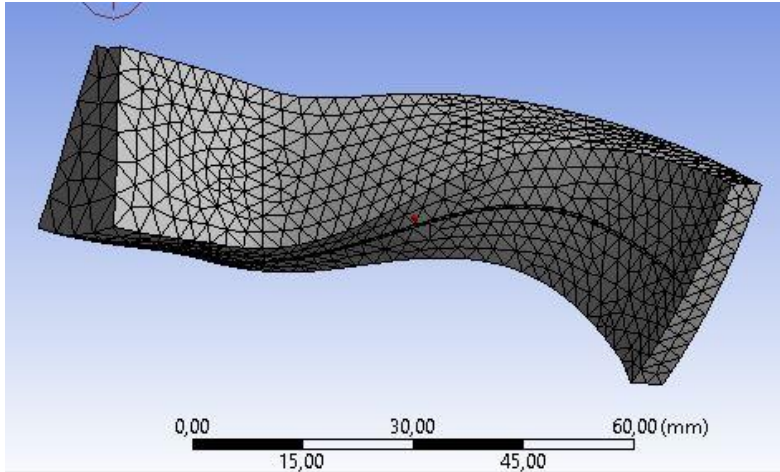
**Gambar 3. 6** *Single Blade Rotor Turbin Radial*

### 3.3 Proses Meshing

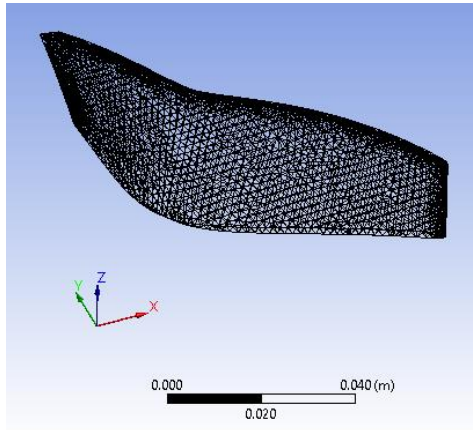
Tahap meshing bertujuan untuk menghasilkan *mesh* sebagai domain komputasi yang umumnya digunakan pada peralatan *turbomachinery*. Pada tahap ini dilakukan pembuatan grid secara otomatis sehingga dapat menghemat waktu dan biaya. Dalam proses meshing akan dilakukan perhitungan persamaan konversi energi, massa, dan momentum di masing – masing *control volume*.

Semakin kecil ukuran *mesh*, maka nilai akurasi akan semakin baik namun semakin berat juga komputasi yang harus dilakukan oleh software. Ukuran mesh dibedakan untuk tiap bagian rotor seperti pada hub, shroud, dan blade agar hasil simulasi valid tanpa membutuhkan komputasi yang besar.

Jenis mesh juga mempengaruhi kualitas mesh yang dihasilkan, dapat dilihat dari beberapa parameter diantaranya *elemen quality*, *skewness*, dan *orthogonal quality*. Semakin tinggi nilai *elemen quality* dan *orthogonal quality*, maka semakin baik nilai meshing. Sedangkan semakin rendah nilai *skewness*, maka semakin baik hasil meshing. Pada simulasi kali ini penulis menggunakan mesh jenis *tetrahedron*.



**Gambar 3. 7** Meshing Passage Blade Rotor Turbin Radial



**Gambar 3. 8** Meshing Blade Rotor Turbin Radial

### 3.4 Proses Simulasi CFD

Tahap selanjutnya setelah meshing geometri rotor turbin adalah tahap simulasi dengan menggunakan software *Ansys Fluent*. Secara umum ada tiga tahap dalam melakukan simulasi CFD yaitu tahap *pre processing*, *solving*, dan *post processing*.

a) *Pre processing*

Pada tahap ini dilakukan pendefinisian geometri dari domain dan *grid generation*. Spesifikasi kondisi batas (*boundary condition*) aliran fluida kerja R-134a disesuaikan dengan property termodinamik fluida agar mendapatkan hasil yang valid. Berikut adalah property termodinamik dari fluida kerja yang digunakan.

**Tabel 3. 2** Properti Termodinamika R – 134a

<b>Properti Termodinamika</b>	<b>R – 134a</b>
Tipe dan model	<i>Real Gas Redlich – Kwong</i>
Molar mass	102.03 kg/kmol
Temperature kritis	374.23 K
Tekanan kritis	40.59 bar
Konstanta panas spesifik	1000.691 kJ/kg
<i>Acentric Factor</i>	0.326

Pemilihan tipe dan model *Real Gas Redlich – Kwong* direkomendasikan pada simulasi ini karena lebih fleksibel dalam memungkinkan temperatur dan rentang tekanan yang berbeda. Jika memilih model *real gas* maka solver akan secara otomatis menghitung properti termodinamika dari besaran yang diinput (Tabel 3.2). Model *real gas* juga cocok untuk jenis aliran yang gas kering dengan perubahan fase. *Real Gas Redlich – Kwong Dry Refrigerant* dipilih karena fluida kerja memiliki nilai asentrik faktor yang mendekati nilai 0. (Abdelli, 2015)

Kondisi batas untuk blade rotor radial turbin pada simulasi ini dapat dilihat pada tabel 3.3 berikut.

**Tabel 3. 3** Kondisi Batas

No	Kondisi Batas	Posisi	Kondisi
1	Inlet	Arah radial	Mass flow rate 0,6 kg/s dengan initial pressure gauge sebesar 300.000 Pa dan temperature 373 K
2	Outlet	Arah aksial	Outflow
4	Passage body	Sekitar blade (kanan dan kiri)	Outflow
5	Shroud	Atas domain blade (permukaan)	Outflow
6	Hub	Bawah domain blade (dudukan)	No slip wall
7	Single Blade	Airfoil yang menempel dengan hub	Wall (material aluminium) dengan arah dan kecepatan rotasi terhadap sumbu X <sup>+</sup> dan Y <sup>-</sup> sebesar 20000 rpm

Tipe simulasi dalam keadaan steady state dimana parameter aliran tidak berubah terhadap waktu. Model turbulensi yang digunakan dalam simulasi rotor turbin radial adalah model  $k - \omega$  jenis *Shear Stress Transport* (SST) karena dari beberapa penelitian sebelumnya dikatakan bahwa model ini sering digunakan pada aplikasi mesin – mesin turbo yang didesain untuk memberikan akurasi tinggi terhadap letak awal dan jumlah aliran dalam separasi di dalam *adverse pressure gradient*, sehingga disarankan untuk simulasi yang memiliki lapisan batas yang akurat

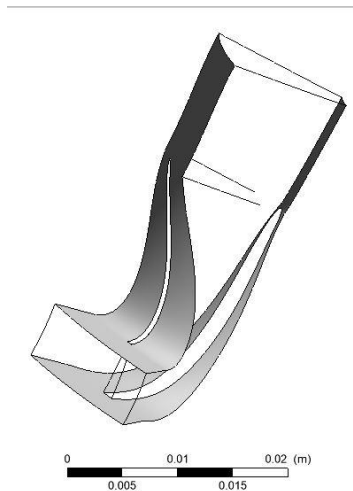
dalam menangani komputasi *near wall treatment* pada bilangan Reynolds rendah.

*b) Solving*

Pada tahap ini dilakukan perhitungan simulasi dari kondisi batas yang telah diberikan pada proses sebelumnya yaitu dengan melakukan iterasi sampai hasil yang diperoleh konvergen. Hasil yang konvergen ditandai dengan nilai RMS dibawah  $10^{-4}$ . Setelah proses iterasi konvergen, maka hasil dari simulasi akan diperoleh. Gambar 3.9 adalah hasil simulasi blade yang akan diambil data besaran yang dianalisa.

*c) Post processing*

Setelah proses solving berakhir, maka dilakukan pengambilan data melalui software *Ansys CFD Post*. Adapun data yang diambil adalah hasil dalam bentuk kontur tekanan dan vector kecepatan pada area sekitar blade rotor.



**Gambar 3.9** Blade Rotor Hasil Simulasi



## **BAB IV**

### **ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN**

#### **4.1 Verifikasi Hasil**

Pada penelitian kali ini, dilakukan verifikasi dan validasi secara kasar dengan membandingkan hasil simulasi yang didapat dengan hasil penelitian sebelumnya yang memiliki kemiripan model. Perancangan geometri dikatakan valid pada penelitian ini apabila blade rotor turbin radial yang dirancang dapat memenuhi target daya output sebesar 10-20 kW sesuai dengan hasil perhitungan pada paper eksperimen yaitu 10 kW bila diaplikasikan untuk turbin radial pada siklus rankine organik. Pada perancangan desain blade rotor dengan pendekatan numerik segitiga kecepatan rotor turbin diperoleh prediksi daya output sebesar 10,497 kW untuk kedua variasi desain blade rotor. Sehingga didapatkan nilai error perhitungan dan simulasi sebesar 4.97%.

Validasi terhadap pola kontur sulit untuk diterapkan pada hasil simulasi pada penelitian ini, karena desain geometri blade pada penelitian ini dirancang menggunakan pendekatan numerik dengan satu blade, sedangkan pada paper eksperimen menggunakan 3 buah blade rotor, sehingga pola aliran yang terbentuk merupakan hasil interaksi antara blade sebelahnya. Nilai kecepatan fluida tidak dapat divalidasi dengan paper eksperimen karena terdapat perbedaan nilai input kecepatan rotasi blade dengan penelitian yang dilakukan.

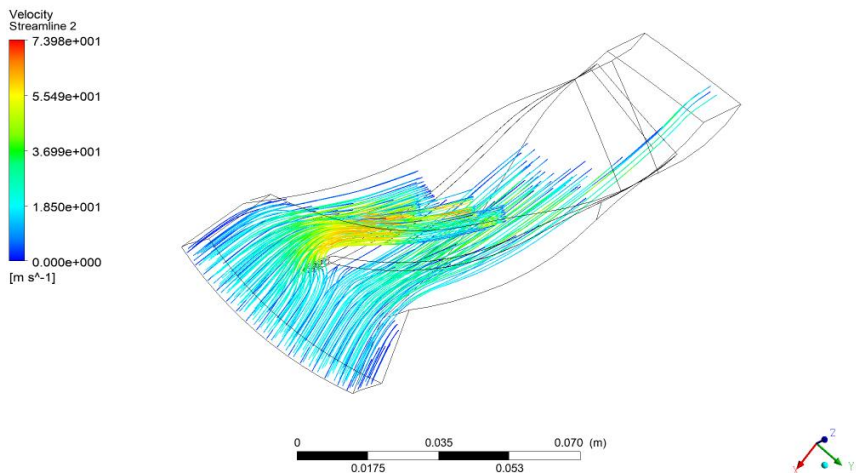
#### **4.2 Profil Aliran Pada Variasi Sudut Aliran Masuk**

Analisa dilakukan berdasarkan studi literatur mengenai aliran tiga dimensi pada besaran kecepatan dan tekanan dari profil penampang blade rotor yang dialiri oleh fluida R-134a. Posisi blade menempel pada *hub* dan aliran fluida kerja dibatasi oleh *shroud* untuk bagian permukaan (selubung) yang merupakan batas aliran luar blade. Sisi sebelah kiri (arah  $X^-$  dan  $Y^+$ ) merupakan arah putar blade rotor sehingga dapat dikatakan arah putaran blade ke area *high periodic* dan sisi sebelahnya merupakan area *low periodic*. Fluida kerja mengalir menuju arah putaran blade rotor.

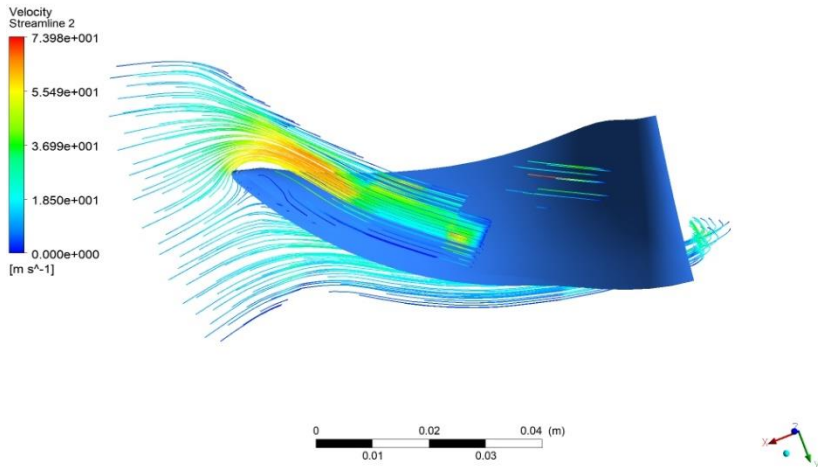
Aliran fluida kerja masuk arah radial mengikuti putaran blade dan keluar arah aksial menuju saluran *diffuser* bagian atas geometri. Interaksi blade dengan area disekitar putaran blade dapat dianalisa dengan memperhatikan kontur kecepatan dan tekanan yang dihasilkan. Pada simulasi ini, dilakukan dua variasi sudut inlet fluida yaitu  $0^\circ$  dan  $70^\circ$  dengan kecepatan rotasi yang sama yaitu 20.000 rpm Berikut akan dibahas secara lebih detail profil aliran fluida kerja R-134a yang dihasilkan oleh kedua variasi sudut inlet dan fenomena yang terjadi disekitar area blade rotor.

#### a. Profil Kecepatan Aliran Fluida

Akibat dari rotasi blade rotor kearah *high periodic*, maka area disekitar blade yang mengalami tumbukkan akan kehilangan tekanan yang tinggi sehingga menyebabkan fluida bergerak cepat. Kecepatan aliran fluida yang masuk rotor pada kedua variasi mengalami peningkatan kecepatan di area sepanjang blade putar (*high periodic*). Hal ini terjadi karena adanya aliran kecepatan yang bersatu antara aliran fluida masuk rotor dengan kecepatan angular blade rotor. Kecepatan aliran fluida terbesar berada pada area putaran blade rotor yang tinggi.



**Gambar 4. 1** Streamline pada Sudut Inlet  $0^\circ$



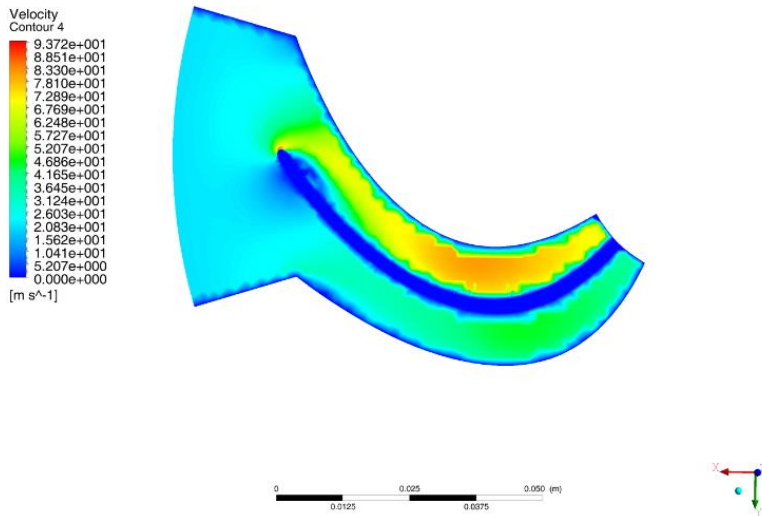
**Gambar 4. 2** Streamline pada Sudut Inlet 70°

Pada penampang streamline terlihat aliran fluida bergerak dari arah *downstream* ke *mainstream* dimana terjadi perbedaan kecepatan yang cukup signifikan ketika fluida mengenai ujung inlet airfoil pada daerah *leading edge*. Pola aliran tersebut membentuk titik stagnansi yang menyebabkan terjadi perbedaan kecepatan aliran yang melalui ujung airfoil sampai dengan daerah lengkungan *mainstream*. Dengan melihat profil streamline, dapat dianalisa aliran fluida yang melewati sisi cekung dan sisi cembung blade rotor yang berbentuk *twist* tersebut. Pada saat fluida melewati sisi cekung blade, kecepatannya alirannya semakin berkurang, begitu pula ketika fluida kembali melalui permukaan blade yang datar maka kecepatannya akan semakin meningkat. Arah aliran fluida pada kedua variasi hampir serupa ketika melalui area blade dari inlet sampai outlet. Terjadi separasi aliran ketika fluida melalui ujung blade.

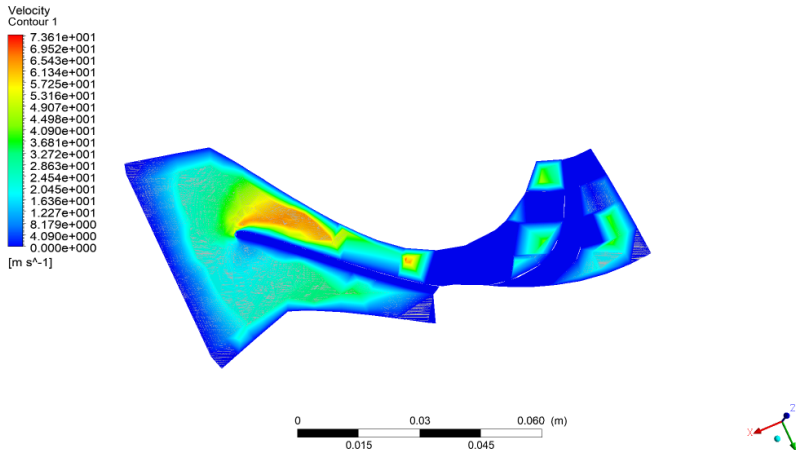
Pada variasi sudut inlet 0° seperti pada Gambar 4.1, ketika fluida masuk terseparasi pada dua area blade, dimana pada sisi *high periodic*, fluida yang dialirkan sejajar outlet *nozzle* atau tidak membentuk sudut inlet, ketika mengenai permukaan ujung blade aliran dipercepat hingga mencapai kecepatan pada titik maksimum

dan diperlambat saat melewati permukaan yang melengkung, dengan kecepatan maksimum pada area inlet rotor sebesar 43 m/s. Sedangkan pada variasi sudut inlet  $70^\circ$  kecepatan maksimum area inlet rotor adalah 59 m/s. Adapun hal yang menyebabkan perbedaan nilai kecepatan inlet pada kedua variasi yaitu ketika fluida melewati permukaan blade dengan arah inlet sejajar dan miring  $70^\circ$  seperti pada Gambar 4.2 dimana saat aliran fluida masuk sejajar dengan ujung blade yang berbentuk lengkung, maka aliran terseparasi karena momentum aliran yang tidak mampu mengatasi tekanan balik, sehingga pada area tersebut terjadi penurunan kecepatan aliran. Berbeda ketika aliran fluida masuk dibuat miring atau tidak sejajar dengan arah outlet *nozzle*, maka fluida pertama masuk akan melewati sisi cembung blade, sehingga tidak terjadi pelemahan kecepatan aliran yang signifikan pada area inletnya.

Untuk menganalisa fenomena kecepatan aliran fluida R-134a pada *single blade* rotor, maka kontur aliran kecepatan yang dihasilkan dianalisa berdasarkan interaksi fluida dengan *boundary* yang terjadi disepanjang area *high periodic* dan *low periodic* blade rotor yang berbentuk *twist*.



**Gambar 4. 3** Kontur Kecepatan pada Sudut Inlet  $0^\circ$



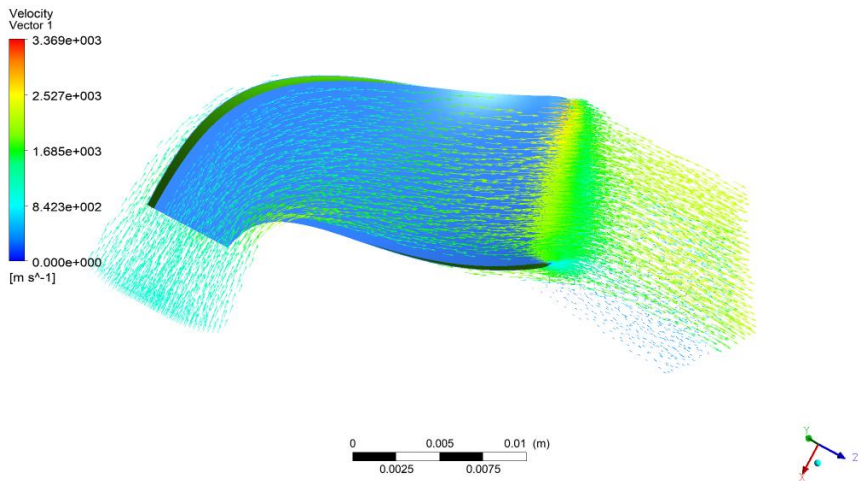
**Gambar 4. 4** Kontur Kecepatan pada Sudut Inlet 70°

Kontur kecepatan tampak seperti pada Gambar 4.3 dan Gambar 4.3. Permukaan kontur yang diamati pada kedua variasi adalah pada permukaan *shroud*, sehingga sisa atas blade merupakan area *high periodic* (arah putaran blade), sedangkan sisi bawah blade adalah area *low periodic*. Tampak jelas ketika blade berputar maka area permukaan yang mengalami perubahan kecepatan adalah pada area *high periodic*. Jika diperhatikan area sepanjang blade, maka tampak bahwa kecepatan aliran fluida yang dekat dengan permukaan blade mengalami penurunan kecepatan dibandingkan dengan area yang jauh dari blade. Fenomena ini dapat dijelaskan dengan konsep aliran yang melewati *boundary layer*. Pada area yang dekat dengan blade kecepatan aliran lebih kecil akibat pengaruh tegangan geser antara fluida dengan *blade body*. Selain itu, akibat dari bentuk blade yang *twist*, maka sisi cembung blade yang semakin jauh dengan permukaan blade mengalami penurunan kecepatan pada area yang lebih luas karena pada sisi *low periodic* tidak terjadi interaksi antara fluida dengan permukaan padat lainnya.

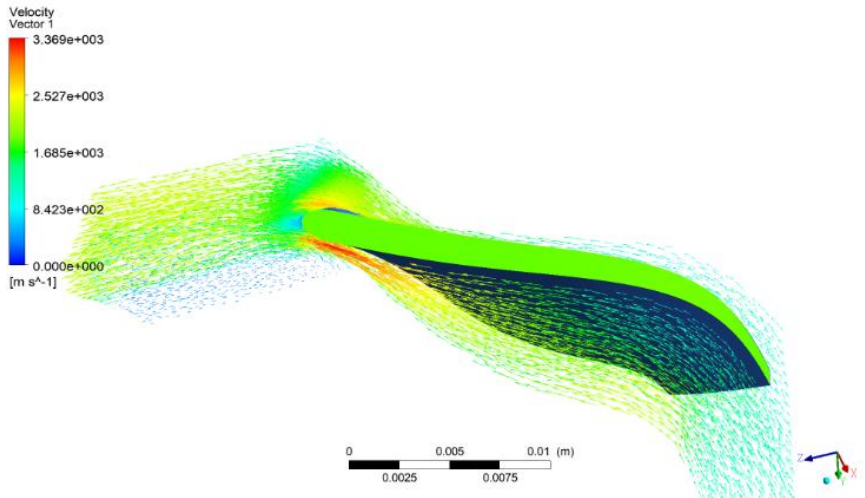
Pada kedua variasi terdapat perbedaan nilai rata – rata kecepatan inlet, outlet, dan area *high periodic*. Dengan sudut inlet

0° diperoleh rata – rata kecepatan aliran fluida di area sepanjang blade sebesar 77.6 m/s dan dengan sudut inlet 70° sebesar 69.52 m/s. jika dilihat dari nilai rata – rata kecepatan aliran fluida maka dengan sudut inlet yang sejajar dengan outlet *nozzle* akan menghasilkan kecepatan aliran yang lebih tinggi. Perbedaan yang tidak terlalu signifikan mengindikasikan bahwa variasi sudut inlet tidak berpengaruh besar terhadap persebaran kecepatan aliran fluida, karena blade rotor berputar dengan kecepatan yang sama yaitu 20.000 rpm. Berdasarkan hasil perhitungan kecepatan segitiga rotor dengan Vista RTD diperoleh kecepatan blade yaitu 77.6 m/s. Ketiga nilai kecepatan berada direntang yang tidak terlalu jauh, sehingga dapat dikatakan bahwa kecepatan putar akan blade mempengaruhi kecepatan aliran fluida disepanjang area blade yang berputar.

Untuk menganalisa jenis aliran yang terjadi pada area blade, maka dapat diperhatikan melalui vector kecepatan aliran dari inlet sampai dengan outlet. Karena sudut inlet mempengaruhi pola kontur aliran masuk rotor maka vector kecepatan yang dianalisa pola jenis alirannya adalah dengan sudut inlet 70° seperti pada Gambar 4.5 dan 4.6 berikut.



**Gambar 4. 5** Vektor Kecepatan Area *Low Periodic* pada Sudut Inlet 70°



**Gambar 4. 6** Vektor Kecepatan Area *High Periodic* pada Sudut Inlet  $70^\circ$

Pada Gambar 4.5 merupakan area tampak bagian *low periodic* (sisi cekung) dimana dari arah atas ke bawah adalah area yang menjauhi *hub* (dudukan blade) dan dari kiri ke kanan adalah inlet menuju outlet. Terlihat bahwa kecepatan mengarah dari inlet ke outlet dengan terjadi peningkatan kecepatan dan fluida mengalir mengikuti bentuk blade dengan kecepatan yang berbeda disetiap permukaan yang dilaluinya. Peningkatan kecepatan terjadi pada area yang menjauhi *hub*, sedangkan pelemahan kecepatan terjadi ketika fluida melewati permukaan cekung blade pada ujung outlet rotor yang menjauhi *hub*.

Pada Gambar 4.6 merupakan area tampak bagian *high periodic* (sisi cembung) dimana dari arah atas ke bawah adalah area yang menjauhi *hub* dan dari kanan ke kiri adalah inlet menuju outlet. Sama halnya kecepatan akan menurun ketika mendekati *hub* dan melewati permukaan blade yang cekung. Berdasarkan vector kecepatan yang terbentuk dan analisa kenaikan kecepatan yang signifikan, maka data dipastikan bahwa jenis aliran turbulen terjadi pada area sepanjang blade rotor radial dengan fluida kerja R-134a.

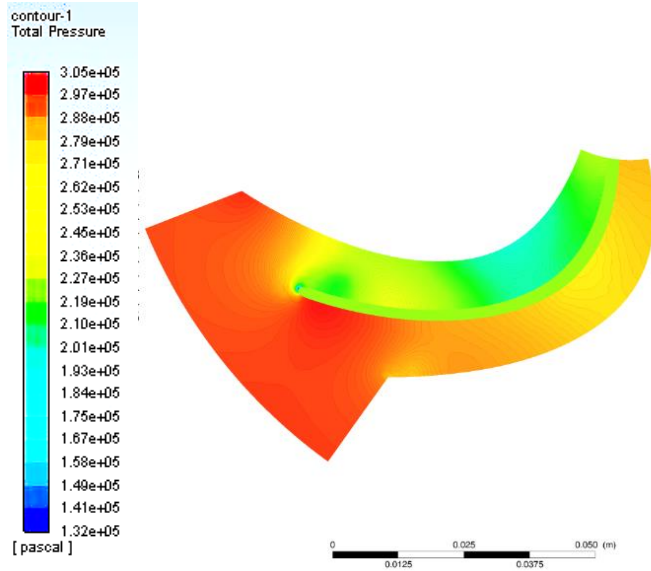
Berdasarkan analisa profil kecepatan tersebut, selain kedua variasi sudut inlet, maka permukaan blade (sisi cembung dan cekung) juga mempengaruhi profil kecepatan aliran yang terjadi. Interaksi antara fluida dengan dinding *hub* juga mempengaruhi kontur kecepatan. Perbedaan kecepatan aliran fluida akan berpengaruh terhadap distribusi tekanan di area sepanjang blade rotor.

#### **b. Distribusi Tekanan Aliran Fluida**

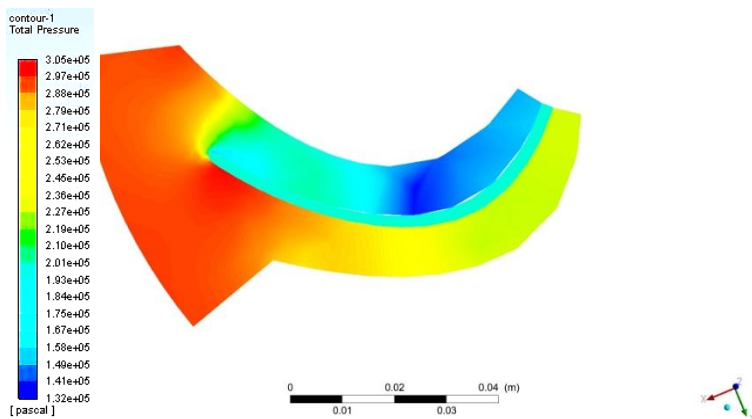
Jika melakukan analisa terhadap rotor turbin, maka distribusi tekanan sangat penting dilakukan karena rotor pada turbin bekerja atau berekspansi menyebabkan terjadinya penurunan tekanan yang akan mengindikasikan perubahan entalpi sepanjang blade rotor. Karena simulasi hanya pada satu blade, maka distribusi tekanan yang dianalisa secara detail sepanjang *passage body blade*, yang terdiri dari area *hub*, *shroud*, *high periodic*, *low periodic*. Analisa tekanan dikaitkan dengan interaksi fluida dengan permukaan dinding yang ada. Secara hukum Bernoulli, semakin cepat arah putaran suatu benda berputar, maka tekanan yang terjadi pada area tersebut akan menurun, sehingga kecepatan aliran pada area tersebut tinggi. Hukum ini juga berlaku untuk analisa distribusi tekanan yang dihasilkan pada simulasi ini.

Pada Gambar 4.7 dan Gambar 4.8 merupakan kontur tekanan pada permukaan *shroud* untuk kedua variasi sudut inlet. Tampak perbedaan yang cukup signifikan antara distribusi tekanan pada sudut inlet  $0^\circ$  dan  $70^\circ$ . Sama seperti kontur kecepatan, bagian atas pada gambar merupakan bagian *high periodic*. Tekanan sepanjang area inlet sampai dengan outlet terjadi penurunan yang cukup signifikan pada kedua variasi. Penurunan tekanan terbesar dihasilkan pada sudut inlet  $70^\circ$ , ditandai dengan luasnya area berwarna biru muda yang mengindikasikan terjadi penurunan tekanan inlet. Sehingga dapat dikatakan bahwa pada sudut inlet rotor yang besar akan berpengaruh pada *pressure drop* yang tinggi karena kenaikan kecepatan yang terjadi.





**Gambar 4. 7** Kontur Tekanan Variasi Sudut Inlet  $0^\circ$

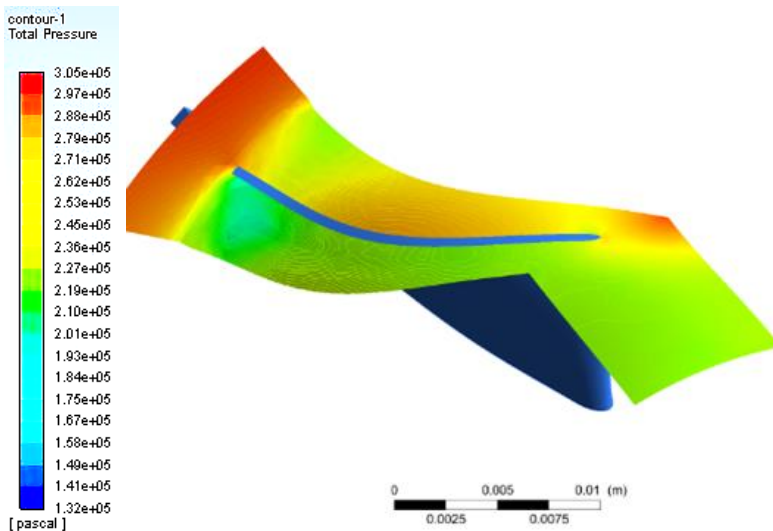


**Gambar 4. 8** Kontur Tekanan Variasi Sudut Inlet  $70^\circ$

Selain kecepatan, hal yang menyebabkan terjadinya penurunan tekanan yaitu permukaan blade yang dilalui oleh fluida. Saat fluida

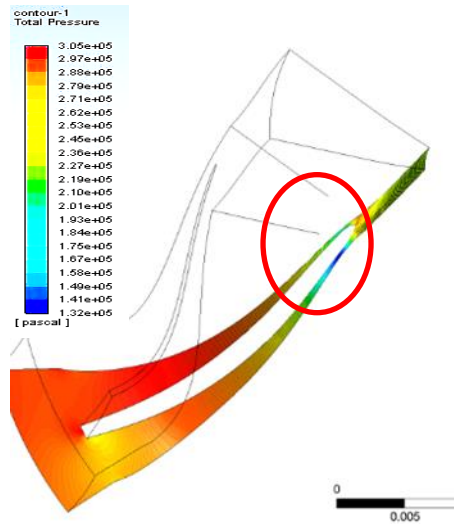
melewati permukaan blade yang cekung maka, tekanan di area tersebut akan lebih besar dari area yang permukaannya cembung atau datar. Sehingga blade untuk rotor turbin didesain agar fluida yang mengalir menubruk bagian blade yang cembung atau berbalik arah dengan sisi cekungnya agar kecepatan aliran fluida meningkat sehingga tekanan yang dihasilkan semakin kecil.

Selanjutnya dianalisa distribusi tekanan pada area permukaan blade yang merupakan batas aliran fluida (*shroud*) dan pada bagian dinding *hub*. Karena penurunan tekanan yang tinggi dihasilkan pada variasi sudut inlet  $70^\circ$ , maka yang akan dianalisa secara detail di beberapa lokasi adalah pada variasi sudut inlet  $70^\circ$ .



**Gambar 4. 9** Kontur Tekanan Sudut Inlet  $70^\circ$  Penampang *Shroud*

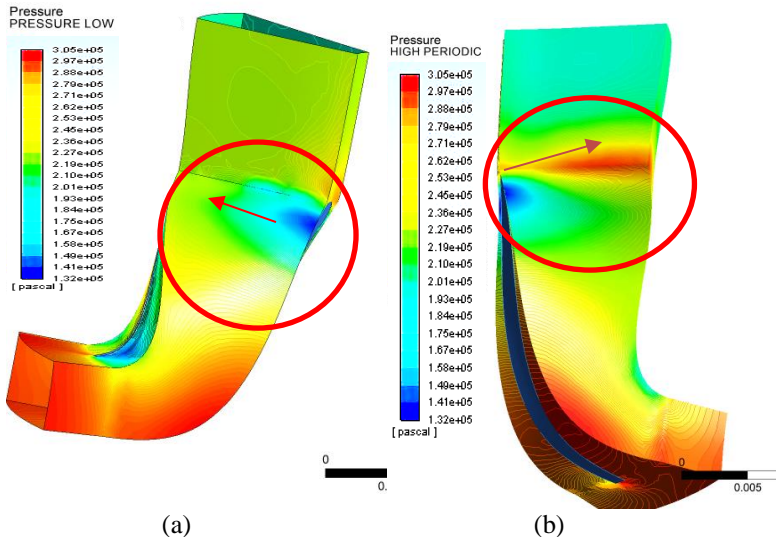
Pada Gambar 4.9 merupakan penampang permukaan blade rotor tampak atas atau bagian selubung (*shroud*), dari kiri ke kanan merupakan arah inlet menuju outlet, bagian bawah blade merupakan bagian *high periodic*. Tampak bahwa semakin menjauhi *hub* tekanan yang dihasilkan semakin kecil di area blade yang terkena tumbukkan akibat rotasi blade.



**Gambar 4. 10** Kontur Tekanan Sudut Inlet 70° Penampang Hub

Berbeda dengan distribusi tekanan fluida pada area *hub*, dimana tidak terjadi penurunan tekanan yang signifikan karena dekat dengan dinding. *Pressure drop* pada area hub terjadi pada permukaan blade yang cembung dan sisi *high periodic*. Sehingga dapat dikatakan pada area yang dekat dengan dinding, tidak terjadi penurunan tekanan yang signifikan.

Selanjutnya dianalisa distribusi tekanan pada area disekitar blade bagian *high periodic* dan *low periodic* dalam bentuk 3D penampang meridional seperti pada Gambar 4.11. Untuk gambar (a) blade berputar dari arah kiri ke kanan, bagian bawah merupakan yang deat dengan *hub*, sedangkan gambar (b) blade berputar dari kiri ke kanan dan bagian kiri adalah yang dekat dengan *hub*. Fluida mengalir dari atas ke bawah mengikuti bentuk penampang meridional blade. Jadi jika dilihat dari bentuk 3D, yang mengalami tumbukkan adalah fluida yang berada pada daerah *low periodic*. Permukaan blade (sisi cekung dan cembung) dapat dilihat pada Gambar 4.12 (b).



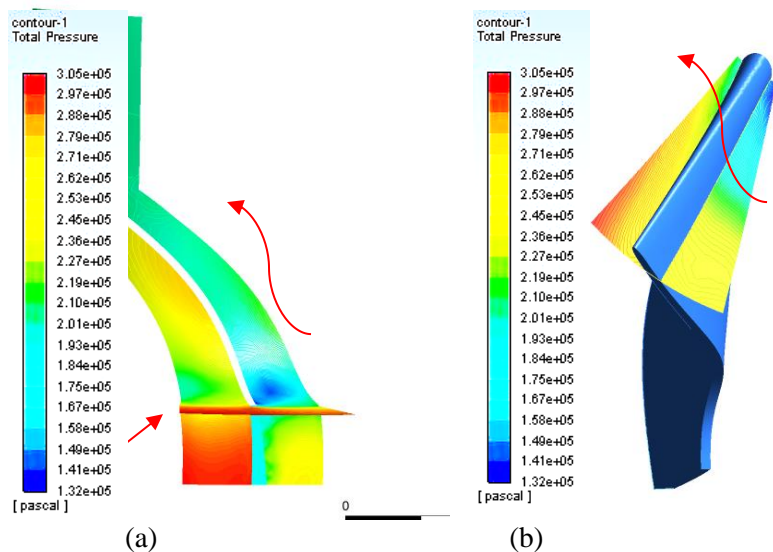
(a) (b)  
**Gambar 4. 11** Kontur Tekanan Variasi Sudut Inlet  $70^\circ$  (a) Penampang *High Periodic* (b) Penampang *Low Periodic*

Gambar diatas menunjukkan distribusi tekanan pada daerah disekitar area blade yang memiliki tingkat kecepatan tinggi dan rendah akibat dari arah putaran blade.

Terlihat bahwa area kecepatan rotor tinggi, terjadi penurunan tekanan yang cukup signifikan dari inlet menuju outlet baik di area *high* dan *low periodic*. Pada gambar (a) fluida mengalami tumbukkan sehingga tekanan berkurang. Pada area yang dilingkari merah, *pressure drop* tertinggi pada daerah putar blade dan semakin mendekati permukaan yang cekung, terjadi pelemahan kecepatan yang mengakibatkan tekanan di area tersebut lebih tinggi. Berbeda dengan fenomena yang terjadi pada sisi *low periodic* yang dilingkari merah, tekanan daerah tersebut dipengaruhi oleh bentuk permukaan cekung blade bagian yang dekat outlet, dimana semakin cekung bentuk blade maka tekanan di area tersebut semakin tinggi, sehingga terjadi pelemahan kecepatan yang cukup signifikan yang berakibat tekanan menjadi

tinggi. Pada sisi *high periodic* tekanan yang dihasilkan lebih rendah karena pengaruh tumbukkan fluida dengan arah putar blade.

Selanjutnya area yang dianalisa adalah bagian inlet dan outlet dari blade rotor, karena penting mengetahui distribusi tekanan masuk dan keluar blade rotor. Seperti yang dijelaskan pada bab sebelumnya, bahwa fluida masuk pada arah radial dan keluar arah aksial. Seperti pada Gambar 4.12 (a) fluida masuk dari bagian bawah, berputar radial mengikuti arah panah dari kiri ke kanan dan gambar (b) merupakan outlet fluida keluar rotor.



**Gambar 4. 12** Kontur Tekanan Variasi Sudut Inlet  $70^\circ$  (a) Area Inlet (b) Area Outlet

Pada daerah inlet terlihat bahwa tekanan total bernilai konstan sebelum akhirnya mengenai blade rotor. Pada ujung blade inlet mulai terjadi penurunan tekanan yang ditandai dengan perbedaan warna kontur dari merah menjadi kuning. Untuk daerah *high periodic*, fluida mengalami penurunan tekanan yang cukup signifikan dibandingkan sisi sebaliknya. Akibat dari kecepatan relative rotor, di beberapa daerah terjadi *pressure drop* akibat dari

adanya gesekan yang besar antara fluida dengan blade rotor. Pada posisi ini dapat dilakukan analisa dampak dari perbedaan daerah *high periodic* dengan *low periodic* yang menyebabkan perbedaan tekanan yang sangat jelas pada tekanan yang dimiliki oleh fluida yang berputar pada satu blade. Karena tidak ada interaksi antara blade sebelahnyanya, tekanan yang dihasilkan oleh fluida merupakan akibat dari interaksi fluida dengan blade.

Pada Gambar 4.12 menunjukkan bahwa saat aliran fluida memasuki blade rotor dan mengenai penampang *leading edge* terjadi separasi tekanan fluida. Sedangkan pada outlet rotor terlihat proses ekspansi berada pada tahap akhir dengan penurunan tekanan yang lebih besar pada daerah *high periodic*. Perputaran rotasi blade ke arah radial menyebabkan secara paksa aliran udara berputar mengikuti arah putaran rotor dengan tujuan agar energi yang dimiliki oleh fluida dapat diekspansi secara keseluruhan sehingga menghasilkan daya output yang lebih besar dibandingkan dengan rotor aksial. Berdasarkan hasil simulasi dengan melihat kontur tekanan pada beberapa posisi, dapat dikatakan bahwa dari arah inlet sampai ke outlet proses ekspansi rotor turbin berhasil, karena tekanan yang dihasilkan mengalami penurunan. Semakin kecil tekanan yang dihasilkan maka turbin bekerja secara optimal.

### 4.3 Pembahasan

Hasil penelitian pada paper eksperimen (Arifin, 2014) mengidentifikasi bahwa putaran rotor berpengaruh terhadap aliran *steady*. Dengan mengetahui profil aliran sekitar rotor maka kita dapat menganalisa efek daya dan properti aerodinamiknya. Karena keterbatasan waktu peneliti dalam melakukan simulasi, maka profil aliran yang dianalisa yaitu pada *single blade* rotor radial turbin dengan menggunakan fluida kerja R-134a. Jika dilihat dari karakteristik termodinamika R-134a, dengan nilai densitas sebesar  $511.9 \text{ kg/m}^3$  dan viskositas  $1.75 \times 10^{-5}$  maka aliran yang terjadi adalah cenderung turbulen. Hal ini dapat dilihat pada kontur streamline dimana terjadi fluktuasi kecepatan yang tinggi dan tidak teratur. Untuk itu, sangat penting memilih fluida kerja yang

memiliki karakteristik termodinamika yang sesuai dengan hasil yang diharapkan pada suatu perancangan dan simulasi aliran.

Pada penelitian ini dilakukan variasi perancangan sudut inlet rotor yaitu  $0^\circ$  dan  $70^\circ$ , dimana kedua variasi tersebut menghasilkan profil aliran yang berbeda berdasarkan besaran yang dianalisa (kecepatan dan tekanan). Jika dilihat dari profil streamline, perbedaan sudut inlet berpengaruh pada area masuk rotor, dimana jika sudut inlet diperbesar  $70^\circ$  maka fluida mengalir dengan arah miring (tidak sejajar outlet *nozzle*), sehingga fluida masuk tidak mengalami separasi yang besar. Jadi, jika blade rotor berputar dengan kecepatan tinggi (rpm), aliran fluida dapat dijaga/diarahkan agar berputar sejajar atau tetap mengikuti arah putaran rotor. Selain itu, jika sudut inlet tidak diatur akan terjadi fenomena *surge* dan *stonewall*. Pemilihan rotor turbin radial berdasarkan sudut inlet bergantung pada kebutuhan, jika ingin merancang turbin radial jenis inflow maka sudut inlet  $0^\circ$  merupakan pilihan yang tepat karena beroperasi pada rentang kecepatan rotasi yang lebih kecil. Jika dianalisa dari segi perancangan, maka dengan diaturnya sudut inlet rotor atau fungsi *nozzle* yang dapat mengarahkan dan mengekspansikan energi yang dimiliki fluida menjadi energi kinetic dengan sudut inlet yang optimum, maka performa rotor dapat mencapai daya maksimal melebihi prediksi hasil perhitungan.

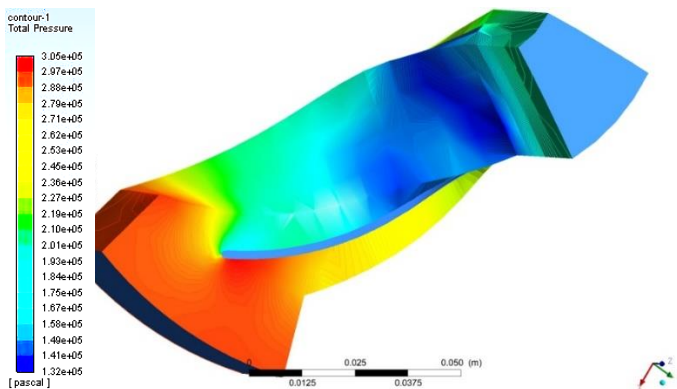
Selain profil berupa kontur dan vector kecepatan, profil distribusi tekanan sangat penting dalam analisa rotor turbin. Analisa aliran 3D pada blade rotor radial turbin mengidentifikasi distribusi tekanan di beberapa area atau titik, yang dimana tidak ditemukan pada aliran 2D. Seperti yang ditunjukkan Gambar 4.13 terlihat jelas area *high periodic* dan *low periodic* menghasilkan distribusi tekanan yang sangat berbeda, begitu pula dari area yang dekat dan menjauhi *hub* dan/dinding blade menuju permukaan *shroud*. Semakin jauh dari dinding maka tekanan fluida semakin kecil, begitu sebaliknya. Jika dilihat dari arah inlet menuju outlet maka dapat dikatakan dengan penurunan tekanan yang terjadi, rotor radial hasil simulasi dapat dioperasikan sesuai dengan prinsip kerja rotor turbin. Untuk memberikan nilai secara kuantitatif

terhadap profil aliran fluida R-134a yang melewati *single blade* rotor radial turbin, maka berikut adalah data besaran kecepatan, tekanan, dan total entalpi rata – rata yang dihasilkan oleh kedua variasi sudut inlet rotor radial turbin.

**Tabel 4. 1** Data Kuantitatif Hasil Simulasi

<b>Parameter Nilai Output Rata – Rata pada-</b>	<b>Kecepatan Fluida (m/s)</b>	<b>Tekanan (Pa)</b>	<b>Total Entalpi (/kg)</b>
Inlet	$1.903 \times 10^1$	$3 \times 10^5$	$5.673 \times 10^4$
Sekitar Blade	$4.037 \times 10^1$	$1.957 \times 10^5$	$5.415 \times 10^4$
Outlet	$4.049 \times 10^1$	$1.68 \times 10^5$	$3.736 \times 10^4$

Berdasarkan nilai tersebut, maka pada *single blade* rotor radial untuk aplikasi pada turbin dapat dikatakan terjadi peningkatan kecepatan fluida disepanjang inlet, area blade, sampai ke outlet. Hal ini diiringi dengan penurunan nilai tekanan dan total entalpi. Penurunan entalpi mengidentifikasi bahwa pada rotor, energi panas yang dimiliki oleh fluida kerja R-134a diubah menjadi energi kinetik untuk memutar poros.



**Gambar 4. 13** Kontur Tekanan 3D *Passage Body* Blade Rotor Sudut Inlet  $70^\circ$



Berdasarkan hasil perancangan dan simulasi geometri blade rotor radial dapat dikatakan bahwa rotor yang dirancang dengan panjang *hub* atau *chord* 61.1418 mm dapat dioperasikan sesuai dengan kondisi input yang ditentukan untuk satu blade rotor radial. Karakteristik aliran fluida kerja organik yaitu refrigerant 134a yang mengalir pada penampang blade rotor adalah aliran terseparasi yang disebabkan oleh interaksi antara fluida yang mengalir dengan permukaan benda yang cekung. Pada konsep rotor untuk turbin, semakin cekung permukaan suatu benda yang dilalui oleh fluida, maka akan terjadi pelemahan kecepatan aliran pada area tersebut. Namun secara konsep mekanika fluida Hukum Bernoulli, semakin tinggi kecepatan angular, tekanan pada daerah tersebut rendah, sehingga kecepatan aliran fluida yang melalui blade rotor semakin tinggi.

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## **BAB V**

### **PENUTUP**

#### **5.1 Kesimpulan**

Berdasarkan hasil simulasi dan analisa yang telah dilakukan, dapat diambil kesimpulan sebagai berikut.

1. Desain geometri untuk blade rotor radial turbin adalah berbentuk *twist* dengan dimensi airfoil blade yang diperoleh dari perancangan menggunakan software pada Ansys Blade Gen dengan spesifikasi yang disesuaikan dengan daya output yang diharapkan yaitu sebesar 10.497 kW dengan kecepatan rotasi 20000 rpm untuk aplikasi rotor turbin dengan 13 blade. Adapun dimensi hasil perancangan airfoil memiliki panjang hub dan chord sebesar 61.1418 mm.
2. Karakteristik aliran fluida R-134a yang melewati *single blade* rotor radial disebabkan oleh fenomena aliran fluida yang melewati suatu *boundary*. Permukaan blade dengan sisi cekung dan cembung menyebabkan pola aliran yang berbeda. Semakin mendekati permukaan cekung, kecepatan fluida mengalami penurunan yang berakibat pada peningkatan tekanan, begitu sebaliknya. Semakin tinggi kecepatan putar blade pada suatu area, maka tekanan pada daerah tersebut semakin kecil, sehingga kecepatan aliran fluida yang melewati penampang tersebut semakin tinggi. Hal ini sesuai dengan prinsip Hukum *Bernoulli*.

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## DAFTAR PUSTAKA

- Abdelli, L. (2015). CFD Analysis of an Expansion Process Using Different Real Gas Model. *ASME IMECE*.
- Amsyari, F. H., & Ariwibowo, T. H. (2016). Perancangan Numerik Turbin Radial untuk Sistem Organic Rankine Cycle. *Seminar Nasional Energi 5 Politeknik Negeri Jember* (hal. 90-95). Jember: Research Gate.
- Arifin, M. (2014). *Penentuan Geometri Rotor Turbin Dan Analisis Parameter Kinerja Turbo-Ekspander Radial Untuk Sistem Siklus Rankine Organik*. Bandung: Institut Teknologi Bandung.
- Badr, O., O.Callaghan, P., & Probert, S. (1990). Rankine Cycle Systems for Harnessing Power from Low-Grade Energy Source. *Applied Energy*, 263-292.
- Baines, N. C. (2003). *Axial and Radial Turbines*.
- Balqis, E. R., Indriawati, K., & W, B. L. (2012). Optimasi Daya Listrik pada PT Pertamina Geothermal Energy Area Kamojang, Jawa Barat. *Jurnal Teknik POMITS*, 1(1), 1-6.
- Bao, J., & Zhao, L. (2013). A Review of Workong Fluid and Expander Selections for Organic Rankine Cycle. *Renewable, Suistainabl, Energy Revolution*, 325-342.
- Do, Y. K., & You, T. K. (2017). Preliminary Design and Performance Analysis of A Radial Inflow Turbine for Organic Rankine Cycles. *Applied Thermal Engineering*, 120(-), 549-559.
- Fathoni, R. (2013). *Analisis Termal Siklus Rankine Organik Pada Pembangkit Listrik Tenaga Panas Bumi*. Bandung: Institut Teknologi Bandung.
- Hong, Y. W., & Kuo, L. P. (2017). Optimum Design and Simulation of A Radial-Inflow Turbine for Geothermal Power Generation. *Applied Thermal Engineering*, 130(-), 1299-1309.
- Imran, M., Usman, M., Byung, S. P., & Yang, Y. (2016). Comparative Assessment of Organic Rankine Cycle

- Integration for Low Temperature Geothermal Heat Source Applications. *Energy*, 102(-), 473-490.
- Junaldi, & Indriawati, K. (2012). Prediksi Daya Listrik Geothermal Power Plant Berdasarkan Metode Weighted Moving Average di PT. GEO DIPA ENERGI Unit Dieng. *JURNAL TEKNIK POMITS*, 1(1), 1-6.
- Kane, M. (2003). Small Hybrid Solar Power System. *Energy*, 1427-1443.
- Mohanty, D. K., & Venkatesh, V. (2014). Performance Analysis of a Combined Cycle Gas Turbine Under Varying Operating Conditions. *Mechanical Engineering: An International Journal*, 1(2), -.
- Moran, M. J., & Shapiro, H. N. (2000). *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. California: Wiley.
- Prasetyo, P. (2015). *Studi Penentuan Geometri Turbin Radial Aliran Masuk Pada Siklus Rankine Organik Dengan Fluida Kerja R134a*. Bandung: Institut Teknologi Bandung.
- Qiu, G. (2012). Selection of Working Fluids for Micro-CHP Systems with ORC. *Renewable Energy*, 565-570.
- Yari, M. (2010). Exergetic Analysis of Various Types of Geothermal Power Plants. *Energy*, 35(Elsevier), 112-121.
- Zheng, Y., Dongshuai, H., Cao, Y., & Dai, Y. (2017). Preliminary Design and Off-Design Performance Analysis of an Organic Rankine Cycle Radial-Inflow Turbine Based on Mathematic Method and CFD Method. *Applied Thermal Engineering*, 112(-), 25-37.

## LAMPIRAN

### Prediksi Performa Rotor Radial (Ansys Vista RTD)

Aerodynamics		Geometry		Results		Velocity Triangles					
Input Data Summary											
T01 (K)	P01 (KPa)	Mass (kg/s)	Exp tt	N (rpm)	U/C	Stg eff (%)	Noz eff (%)	Cp (J/kg K)	R (J/kg K)		
373	299,998	0,6	2,2	20000	0,6	Baines	90	1000,59	81,5		
Imp Thk (mm)	Imp Vanes	R3shr/R2	R3hub/R2								
1	13	0,6	0,22								
Performance											
W3s/W2	Vax3/U2	Exp ts	Q/Qchk	MrT/P	Pwr (KW)	Rctn	U/C ts	dH/U <sup>2</sup>	Ns tt		
1,758	0,27	2,247	0,969	3,863E-005	10,497	0,449	0,592	1,047	0,401		
T3 (K)	T03 (K)	P3 (KPa)	P03 (KPa)								
354,9	355,5	133,53	136,36								
Eff (%)	Stg ts	Stg tt	Imp ts	Imp tt	Losses:	Load	Fric	Clear	Inc	Exit	Total
	73,5	75,4	77,0	79,1		0,238	0,02	0,017	0	0,036	0,312
Inlet velocities											
Mabs	Mrel	U2 (m/s)	V2 (m/s)	W2 (m/s)	Vw2 (m/s)	Vr2 (m/s)	Alpha2	Beta2			
0,798	0,275	129,287	143,186	49,255	134,551	48,973	70	6,136			
Exit velocities at shroud											
Mabs	Mrel	U3 (m/s)	V3 (m/s)	W3 (m/s)	Vw3 (m/s)	Vax3 (m/s)	Alpha3	Beta3			
0,197	0,488	77,572	34,885	86,595	-1,704	34,843	-2,8	-66,274			
Impeller geometry											
d2 (mm)	Tip Width (mm)	d3hub (mm)	d3shr (mm)	d2/d3rms	Beta3rms	Beta3shr	Beta3hub	L/D			
123,46	4,554	27,161	74,076	2,213	-59,908	-66,274	-40,867	0,35			
Nozzle geometry											
Q/Qchk	Inner Dia (mm)	Vless A/R (mm)	Tht Area (mm <sup>2</sup> )								
0,958	141,979	10,415	604								





## Datasheet Properti Termodinamik R-134a



Tables of the thermodynamic properties of HFC-134a have been developed and are presented here. These tables are based on experimental data from the database at the National Institute of Standards and Technology (NIST). Equations have been developed, based on the Modified Benedict-Webb-Rubin (MBWR) equation of state, which represent the data with accuracy and consistency throughout the entire range of temperature, pressure, and density.

### Physical Properties

Chemical Formula	$\text{CH}_2\text{FCF}_3$
Molecular Weight	102.03
Boiling Point at One Atmosphere	-14.9 °F (-26.06 °C)
Critical Temperature	213.9 °F (101.08 °C) 673.6 °R (374.23 K)
Critical Pressure	588.9 psia (4060.3 kPa [abs])
Critical Density	32.17 lb/ft <sup>3</sup> (515.3 kg/m <sup>3</sup> )
Critical Volume	0.031 ft <sup>3</sup> /lb (0.00194 m <sup>3</sup> /kg)

### Units and Factors

t	= Temperature in °F
T	= Temperature in °R = °F + 459.67
P	= Pressure in lb/in <sup>2</sup> absolute (psia)
$v_f$	= Volume of saturated liquid in ft <sup>3</sup> /lb
$v_g$	= Volume of saturated vapor in ft <sup>3</sup> /lb
V	= Volume of superheated vapor in ft <sup>3</sup> /lb
$d_f$	= $1/v_f$ = Density of saturated liquid in lb/ft <sup>3</sup>
$d_g$	= $1/v_g$ = Density of saturated vapor in lb/ft <sup>3</sup>
$h_f$	= Enthalpy of saturated liquid in Btu/lb
$h_g$	= Enthalpy of vaporization in Btu/lb
$h_s$	= Enthalpy of saturated vapor in Btu/lb
H	= Enthalpy of superheated vapor in Btu/lb
$s_f$	= Entropy of saturated liquid in Btu/(lb)(°R)
$s_g$	= Entropy of saturated vapor in Btu/(lb)(°R)
S	= Entropy of superheated vapor in Btu/(lb)(°R)
$C_p$	= Heat capacity at constant pressure in Btu/(lb)(°F)
$C_v$	= Heat capacity at constant volume in Btu/(lb)(°F)
$v_s$	= Velocity of sound in ft/sec

The gas constant,  $R = 10.732$  (psia)(ft<sup>3</sup>)(°R)(lb-mole) for Freon™ 134a,  $R = 0.1052$  (psia)(ft<sup>3</sup>)(lb °R)

One atmosphere = 14.696 psia

Conversion factor from work units to heat units

$$J = 0.185053$$

$$\text{Btu/lb} = (\text{psia}\cdot\text{ft}^3)/\text{lb}\cdot J$$

Reference point for enthalpy and entropy:

$$h_f = 0.0 \text{ Btu/lb at } -40 \text{ °F } (-40 \text{ °C})$$

$$s_f = 0.0 \text{ Btu/(lb}\cdot\text{°R at } -40 \text{ °F } (-40 \text{ °C})$$



*ZZ*

## Datasheet Properti Termodinamik R-134a

Fluoro 134a

Refrigerant

### Equations

The MBWR equation of state was used to calculate the tables of thermodynamic properties. It was chosen as the preferred equation of state because it provided the most accurate fit of the thermodynamic data over the entire range of temperatures and pressures presented in these tables. The data fit and calculation of constants for HFC-134a were performed for Chemours at the NIST under the supervision of Dr. Mark O. McLinden.

The constants were calculated in SI units. For conversion of thermodynamic properties to Engineering (ENG) units, properties must be calculated in SI units and converted to ENG units. Conversion factors are provided for each property derived from the MBWR equation of state.

### Equation of State (MBWR)

$$\frac{P}{100} = \sum_{i=1}^9 a_i V^i + \exp(-V_0^2/V^2) \sum_{i=1}^{10} a_i V^{2i+1}$$

where the temperature dependence of the coefficients is given by:

$$a_1 = RT$$

$$a_2 = b_1 T + b_2 T^{10} + b_3 + b_4/T + b_5/T^2$$

$$a_3 = b_6 T + b_7 + b_8/T + b_9/T^2$$

$$a_4 = b_{10} T + b_{11} + b_{12}/T$$

$$a_5 = b_{13}$$

$$a_6 = b_{14}/T + b_{15}/T^2$$

$$a_7 = b_{16}/T$$

$$a_8 = b_{17}/T + b_{18}/T^2$$

$$a_9 = b_{19}/T^2$$

$$a_{10} = b_{20}/T^2 + b_{21}/T^3$$

$$a_{11} = b_{22}/T^2 + b_{23}/T^4$$

$$a_{12} = b_{24}/T^2 + b_{25}/T^3$$

$$a_{13} = b_{26}/T^2 + b_{27}/T^4$$

$$a_{14} = b_{28}/T^2 + b_{29}/T^3$$

$$a_{15} = b_{30}/T^2 + b_{31}/T^3 + b_{32}/T^4$$

where T is in K = °C + 273.15, V is in liters/mole (= m<sup>3</sup>/kg = MW), V<sub>0</sub> = 0.199334 liters/mole, P is in kPa and R = 0.08314471 bar (absolute) = liters/mole = K.

### MBWR Coefficients for HFC-134a

b <sub>1</sub>	= -6.545	523	5227	E-02
b <sub>2</sub>	= 5.889	375	1817	E+00
b <sub>3</sub>	= -1.376	178	8409	E+02
b <sub>4</sub>	= 2.269	316	8845	E+04
b <sub>5</sub>	= -2.926	261	3296	E+06
b <sub>6</sub>	= -1.192	377	6190	E-04
b <sub>7</sub>	= -2.721	419	4543	E+00
b <sub>8</sub>	= 1.629	525	3680	E+03
b <sub>9</sub>	= 7.294	220	3182	E+05
b <sub>10</sub>	= -1.172	451	9115	E-04
b <sub>11</sub>	= 8.686	451	0013	E-01
b <sub>12</sub>	= -3.066	016	8246	E+02
b <sub>13</sub>	= -2.566	404	7742	E-02
b <sub>14</sub>	= -2.438	183	5971	E+00
b <sub>15</sub>	= -3.160	316	3961	E+02
b <sub>16</sub>	= 3.432	165	1521	E-01
b <sub>17</sub>	= -1.015	436	8796	E-02
b <sub>18</sub>	= 1.173	423	3787	E+00
b <sub>19</sub>	= -2.730	176	6113	E-02
b <sub>20</sub>	= -6.633	850	2898	E+05
b <sub>21</sub>	= -6.475	479	9101	E+07
b <sub>22</sub>	= -3.729	521	9382	E+04
b <sub>23</sub>	= 1.261	473	5899	E+09
b <sub>24</sub>	= -6.474	220	0070	E+02
b <sub>25</sub>	= 1.236	245	0399	E+05
b <sub>26</sub>	= -1.569	919	6293	E+00
b <sub>27</sub>	= -5.184	893	2204	E+05
b <sub>28</sub>	= -8.139	632	1392	E-02
b <sub>29</sub>	= 3.032	516	8842	E+01
b <sub>30</sub>	= 1.339	904	2297	E-04
b <sub>31</sub>	= -1.585	619	2849	E-01
b <sub>32</sub>	= 9.067	958	3743	E+00

### Ideal Gas Heat Capacity Equation (At Constant Pressure)

$$C_p^0 \text{ (J/moleK)} = cp1 + cp2T + cp3 T^2$$

$$cp1 = 1.94006 \text{ E+01} \quad cp3 = -1.29665 \text{ E-04}$$

$$cp2 = 2.58531 \text{ E-01} \quad R = 8.314471 \text{ J/moleK}$$

$$MW = 102.03$$

BBB

## Datasheet Properti Termodinamik R-134a

Fracn° 134a

Refrigerant

Properties calculated in SI units from the equation and constants listed above can be converted to ENG units using the conversion factors shown below. Please note that in converting enthalpy and entropy from SI to ENG units, a change in reference states must be included (from H = 200 and S = 1 at 0 °C for SI units to H = 0 and S = 0 at -40 °C for ENG units). In the conversion equation below, H (ref) and S (ref) are the saturated liquid enthalpy and entropy at -40 °C. For HFC-134a, H (ref) = 148.4 kJ/kg and S (ref) = 0.7967 kJ/kgK.

P (psia)	= P (kPa) 0.14504
T (°F)	= (T [°C] 1.8) + 32
D (lb/ft <sup>3</sup> )	= D (kg/m <sup>3</sup> ) 0.062428
V (ft <sup>3</sup> /lb)	= V (m <sup>3</sup> /kg) 16.018
H (Btu/lb)	= (H [kJ/kg] - H (ref)) 0.43021
S (Btu/lb °R)	= (S [kJ/kg K] - S (ref)) 0.23901
C <sub>p</sub> (Btu/lb °F)	= C <sub>p</sub> (kJ/kg K) 0.23901
C <sub>v</sub> (Btu/lb °F)	= C <sub>v</sub> (kJ/kg K) 0.23901
v <sub>1</sub> (ft <sup>3</sup> /sec)	= v <sub>1</sub> (m <sup>3</sup> /sec) 3.2808

### Martin-Hou Equation of State (Fit from MBWR Data)

As previously stated, the thermodynamic properties presented in these tables are based on the MBWR equation of state. Coefficients for the Martin-Hou equation of state are presented below for the convenience of those who may have existing computer programs based on this equation of state. While not as accurate as the data from the MBWR equation of state, particularly in the superheated region, data calculated using these Martin-Hou coefficients should be sufficient for most engineering calculations.

$$P = RT/(V-b) + \frac{a}{V^2} [A_1 + B_1 T + C_1 \exp(-kT/T_0)] / (V-b)^6$$

For SI Units

T and T<sub>0</sub> are in K = °C + 273.15, V is in m<sup>3</sup>/kg, and P is in kPa (abs)

$$R = 0.0815 \text{ kJ/kgK}$$

b, A<sub>1</sub>, B<sub>1</sub>, C<sub>1</sub>, and k are constants

A <sub>1</sub> = -8.909485 E-02	A <sub>2</sub> = 1.778071 E-05
B <sub>1</sub> = 4.408654 E-05	B <sub>2</sub> = -4.016976 E-08
C <sub>1</sub> = -2.074834 E+00	C <sub>2</sub> = -2.977911 E-04
A <sub>3</sub> = -1.016882 E-03	A <sub>4</sub> = -7.481440 E-08
B <sub>3</sub> = 2.574527 E-06	B <sub>4</sub> = 1.670285 E-10
C <sub>3</sub> = 2.142829 E-02	C <sub>4</sub> = 1.255922 E-06
b = 3.755677 E-04	k = 4.599967 E+00

For ENG Units

T and T<sub>0</sub> are in °R = °F + 459.67, V is in ft<sup>3</sup>/lb, and P is in psia

$$R = 0.1052 \text{ (psia)(ft<sup>3</sup>/lb °R)}$$

b, A<sub>1</sub>, B<sub>1</sub>, C<sub>1</sub>, and k are constants:

A <sub>1</sub> = -3.315708 E+00	A <sub>2</sub> = 1.697907 E-01
B <sub>1</sub> = 9.115011 E-04	B <sub>2</sub> = -2.131040 E-04
C <sub>1</sub> = 7.721597 E+01	C <sub>2</sub> = -2.843653 E+00
A <sub>3</sub> = -6.061984 E-01	A <sub>4</sub> = -1.144381 E-02
B <sub>3</sub> = 8.526469 E-04	B <sub>4</sub> = 1.419396 E-05
C <sub>3</sub> = 1.277414 E+01	C <sub>4</sub> = 1.921091 E-01
b = 6.016014 E-03	k = 4.599967 E+00

### Ideal Gas Heat Capacity (At Constant Volume)

$$C_v^* = a + bT + cT^2 + dT^3 + f/T^2$$

For SI Units

$$C_v^* = \text{kJ/kgK}$$

$$T \text{ is in K} = °C + 273.15$$

a, b, c, d, and f are constants:

a = 3.154856 E+00	d = -3.754497 E-08
b = -1.656054 E-02	f = -3.023189 E+04
c = 4.353378 E-05	

For ENG Units

$$C_v^* = \text{Btu/lb °R}$$

$$T \text{ is in } °R = °F + 459.67$$

a, b, c, d, and f are constants:

a = 7.540287 E-01	d = -1.538660 E-09
b = -2.198925 E-03	f = -2.341093 E+04
c = 3.211365 E-06	

Vapor Pressure

$$\log_{10} P_{\text{sat}} = A + B/T + C \log_{10} T + DT + E (F-T)/T \log_{10} (F-T)$$

For SI Units

$$T \text{ is in K} = °C + 273.15 \text{ and } P \text{ is in kPa}$$

A, B, C, D, E, and F are constants

A = 4.069889 E+01	D = 7.616005 E-03
B = -2.362540 E+03	E = 2.342564 E-01
C = -1.306889 E+01	F = 3.761111 E+02

DDD

**Datasheet Properti Termodinamik R-134a**Freon<sup>®</sup> 134a

---

**For ENG Units**

T is in °R = °F + 459.67 and P is in psia

A, B, C, D, E, and F are constants:

$$A = 4.325629 \text{ E}+01$$

$$D = 4.231114 \text{ E}-03$$

$$B = -4.293056 \text{ E}+03$$

$$E = 2.342564 \text{ E}-01$$

$$C = -1.306883 \text{ E}+01$$

$$F = 6.770000 \text{ E}+02$$

**Density of the Saturated Liquid**

$$d_f = A_f + B_f(1-T_r)^{(1/3)} + C_f(1-T_r)^{(2/3)} + D_f(1-T_r) + E_f(1-T_r)^{(4/3)}$$

**For SI Units** $T_r = T/T_c$ , both in K = °C + 273.15 and  $d_f$  is in kg/m<sup>3</sup> $A_f$ ,  $B_f$ ,  $C_f$ ,  $D_f$ , and  $E_f$  are constants:

$$A_f = 5.281464 \text{ E}+02$$

$$D_f = -9.491172 \text{ E}+02$$

$$B_f = 7.551834 \text{ E}+02$$

$$E_f = 5.935660 \text{ E}+02$$

$$C_f = 1.028676 \text{ E}+03$$

**For ENG Units** $T_r = T/T_c$ , both in °R = °F + 459.67 and  $d_f$  is in lb/ft<sup>3</sup> $A_f$ ,  $B_f$ ,  $C_f$ ,  $D_f$ , and  $E_f$  are constants:

$$A_f = 3.297110 \text{ E}+01$$

$$D_f = -5.925145 \text{ E}+01$$

$$B_f = 4.714456 \text{ E}+01$$

$$E_f = 3.705512 \text{ E}+01$$

$$C_f = 6.421816 \text{ E}+01$$

FFF



## BIODATA PENULIS



Penulis mempunyai nama lengkap **Ni Putu Rika Puspita Dewi**, lahir di kota Surabaya pada tanggal 18 Juni 1996 dan merupakan anak sulung dari 2 bersaudara. Penulis besar di Pulau Dewata Bali di kota Tabanan, Banjar Celagi dengan menempuh pendidikan di SD No 3 Denbantas, SMPN 1 Tabanan, dan SMAN 1 Tabanan. Kemudian melanjutkan pendidikan tinggi ke ITS Departemen Teknik Fisika pada tahun 2014 dengan NRP 2414100038. Menjadi anggota baru dalam KM ITS, penulis dengan penuh semangat mengikuti proses kaderisasi di beberapa organisasi. Selama kuliah, penulis telah aktif dalam beberapa organisasi dan kepanitiaan, seperti menjadi Koordinator Sponsorship EPW 2016, Dewan Perwakilan Angkatan HMTF, staff Dept. Seni dan Sekretaris Dept. Umum TPKH-ITS, berperan aktif dalam kaderisasi ditahun terakhir sebagai Mentor Optimasi. Selain pengalaman organisasi, penulis mendapatkan kesempatan untuk melaksanakan program kerja praktik di PT. Indonesia Power UPJP Kamojang pada tahun 2017 dengan judul penelitian yaitu *Analisa Efisiensi Thermal Turbin Unit 3 di PT. Indonesia Power UPJP Kamojang*. Penulis memperoleh pengalaman berharga dalam ajang kreatifitas mahasiswa yaitu dengan mengikuti Pekan Ilmiah Mahasiswa Nasional (PIMNAS) ke - 28 pada tahun 2015 di Universitas Halu Oleo, Kendari dan berhasil memperoleh medali perak untuk kategori PKM Karsa Cipta dengan judul “E2 – Bike (*Electric Eco Bike: Rotasi Magnet dari Electric Generator pada Gear Sepeda dengan Microcontroller untuk Charge Handphone*)”. Hingga pada tahun 2018 penulis akhirnya melaksanakan Tugas Akhir sebagai syarat untuk menyelesaikan studi S1 di Departemen Teknik Fisika dengan judul *Analisis Aliran Fluida Refrigeran 134a pada Single Blade Rotor Radial berbasis Computational Fluid Dynamics*. Bagi pembaca yang memiliki saran, kritik, atau ingin berdiskusi lebih lanjut tentang Tugas Akhir ini, maka bisa menghubungi penulis melalui nomor handphone (+6281238503023) atau email [rikapuspita075@gmail.com](mailto:rikapuspita075@gmail.com)

