



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

**ANALISA KARAKTERISTIK ALIRAN FLUIDA DI DALAM
THERMOSTATIC EXPANSION VALVE MENGGUNAKAN SIMULASI
CFD**

Efrem Christian Surbakti
NRP 0421154000060

Dosen Pembimbing
Sutopo Purwono Fitri, S.T., M.Eng., Ph.D.
Ede Mehta Wardhana, S.T., M.T.

**DEPARTEMEN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2019**



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

TUGAS AKHIR - ME 4834

**ANALISA KARAKTERISTIK ALIRAN FLUIDA DI DALAM
THERMOSTATIC EXPANSION VALVE MENGGUNAKAN SIMULASI CFD**

Efrem Christian Surbakti
NRP 0421154000060

Dosen Pembimbing
Sutopo Purwono Fitri, S.T., M.Eng., Ph.D.
Ede Mehta Wardhana, S.T., M.T.

DEPARTEMEN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
2019

“Halaman ini sengaja dikosongkan”



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

BACHELOR THESIS - ME 4834

***ANALYSIS OF FLUID FLOW CHARACTERISTICS IN
THERMOSTATIC EXPANSION VALVE USING CFD SIMULATION***

Efrem Christian Surbakti
NRP 0421154000060

Supervisor
Sutopo Purwono Fitri, S.T., M.Eng., Ph.D.
Ede Mehta Wardhana, S.T., M.T.

DEPARTMENT OF MARINE ENGINEERING
FACULTY OF MARINE TECHNOLOGY
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
2019

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

LEMBAR PENGESAHAN

**ANALISA KARAKTERISTIK ALIRAN FLUIDA DI DALAM
THERMOSTATIC EXPANSION VALVE MENGGUNAKAN SIMULASI
CFD**

TUGAS AKHIR

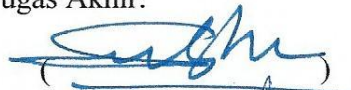
Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Bidang Studi Marine Machinery System (MMS)
Program studi S-1 Departemen Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

Efrem Christian Surbakti
NRP. 0421154000060

Disetujui oleh Pembimbing Tugas Akhir:

Sutopo Purwono Fitri, S.T., M.Eng., Ph.D.
NIP 197510062002121003

()

Ede Mehta Wardhana, S.T., M.T.
NIP 19922017111048

()

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

LEMBAR PENGESAHAN

**ANALISA KARAKTERISTIK ALIRAN FLUIDA DI DALAM
THERMOSTATIC EXPANSION VALVE MENGGUNAKAN SIMULASI
CFD**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada

Bidang Studi Marine Machinery System (MMS)
Program studi S-1 Departemen Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

Efrem Christian Surbakti
NRP. 0421154000060

Disetujui oleh Kepala Departemen Teknik Sistem Perkapalan



“Halaman ini sengaja dikosongkan”

ABSTRAK

Nama Mahasiswa : Efrem Christian Surbakti
NRP : 0421154000060
Departemen : Teknik Sistem Perkapalan
Dosen Pembimbing 1 : Sutopo Purwono Fitri, S.T., M.Eng., Ph.D.
Dosen Pembimbing 2 : Ede Mehta Wardhana, S.T., M.T.

Pada tahun 2017 permintaan *Air Conditioner* (AC) atau mesin pendingin secara *overall* di seluruh dunia mencapai 110,56 juta. Mesin pendingin yang paling sering digunakan adalah mesin pendingin yang menggunakan prinsip siklus kompresi uap (SKU). Siklus kompresi uap memiliki empat komponen utama yaitu kompresor, kondensor, evaporator dan alat ekspansi. *Thermostatic expansion valve* (TXV) adalah alat ekspansi yang umum digunakan pada mesin pendingin siklus kompresi uap selain daripada *capillary tube*. TXV terletak setelah kondensor dan berfungsi agar temperatur dan tekanan cairan refrigeran turun sehingga panas ruangan akan diserap atau diambil kembali oleh cairan refrigeran di evaporator. R-134a merupakan refrigeran yang cukup umum digunakan pada mesin pendingin dan tidak menyebabkan penipisan pada lapisan ozon. CFD atau *Computational Fluid Dynamics* merupakan salah satu cabang dari mekanika fluida yang menggunakan metode numerik dan algoritma untuk menyelesaikan dan menganalisa permasalahan yang berhubungan dengan aliran fluida. Tugas akhir ini membahas analisa karakteristik dari R134a menggunakan simulasi CFD dengan variasi *opening gate valve* dari terkecil hingga *opening* 100%. Karakteristik aliran yang dimaksud adalah Tekanan, kecepatan, temperatur dan juga bentuk aliran. Software simulasi CFD yang digunakan adalah Ansys fluent 19.2 *Academic Version*. Dari hasil simulasi menunjukkan setiap variasi *opening* mengalami penurunan tekanan yang signifikan antara tekanan inlet dengan tekanan outlet. Pada variabel temperatur juga terjadi penurunan antara inlet dengan outlet. Pada variabel kecepatan fluida terjadi peningkatan seiring penyempitan atau *sudden contraction* dan kembali mengalami penurunan seiring *sudden expansion*. Pada variabel bentuk aliran pada setiap titik yang ditentukan ditemukan memiliki bentuk aliran *turbulence*.

Kata Kunci : TXV, *Gate valve*, Tekanan, Kecepatan, *Opening degree*, Temperatur, Bentuk Aliran, fluida.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

ABSTRACT

Student Name : Efrem Christian Surbakti
Registration Number : 0421154000060
Department : Marine Engineering
1st Supervisor : Sutopo Purwono Fitri, S.T., M.Eng., Ph.D.
2nd Supervisor : Ede Mehta Wardhana, S.T., M.T.

The demand for air conditioner (AC) or refrigeration unit in overall throughout the world reached 110.56 million in 2017. The most commonly used refrigeration unit is a refrigeration unit that uses the principle of the vapor compression cycle. The vapor compression cycle has four main components, namely compressor, condenser, evaporator and expansion device. Thermostatic expansion valve (TXV) is an expansion device commonly used in vapor compression cycle refrigeration unit other than the capillary tube. TXV is located after the condenser and it has functions to decrease temperature and pressure of the liquid refrigerant for heat inside the room will be absorbed by refrigerants in the evaporator. R-134a is a refrigerant that is commonly used in refrigeration unit and does not harm the ozone layer. CFD or Computational Fluid Dynamics is one branch of fluid mechanics that uses numerical methods and algorithms to solve and analyse problems related to fluid flow. This final project discusses the characteristic analysis of R134a using CFD simulation with variations in gate valve opening from the smallest to full opening. The flow characteristics in this final project means pressure, velocity, temperature and flow patterns. The CFD simulation software used is Ansys Fluent 19.2 Academic Version. Results from this simulation show that each variation of opening has a significant decrease in pressure between inlet pressure and outlet pressure. In the temperature variable there is also a decrease from the inlet to the outlet. In the velocity variable there is an increase of velocity along with constriction or sudden contraction, then velocity decreases along with sudden expansion. The flow patterns variable at each specified point is found to have a turbulence flow.

Keyword : TXV, Gate valve, Opening degree, Pressure, Velocity, Temperature, Flow patterns. Fluids.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

KATA PENGANTAR

Puji dan syukur penulis panjatkan atas kehadiran Tuhan Yang Maha Esa yang telah melimpahkan berkat dan kasih-Nya, sehingga penulis mampu menyelesaikan Tugas Akhir yang berjudul “**Analisa Karakteristik Aliran Fluida di dalam *Thermostatic Expansion Valve* Menggunakan Simulasi CFD**” dengan baik dan tepat waktu. Dimana tugas akhir ini diajukan sebagai salah satu syarat kelulusan program studi sarjana di Departemen Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknik Kelautan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Penulis menyadari, dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini tidak lepas dari bantuan dan dukungan dari banyak pihak. Oleh karena itu penulis menyampaikan rasa terimakasih yang mendalam kepada pihak-pihak dibawah ini:

1. Kedua orang tua penulis, Bapak Iman dan Ibu Lucia yang terus memberikan doa, dukungan dan menjadi penyemangat penulis dalam melakukan aktifitas selama perkuliahan dan penulisan tugas akhir ini.
2. Para saudara penulis, Beatricia Xina yang memberikan semangat, hiburan dan warna baru serta semangat dalam kehidupan penulis.
3. Bapak Sutopo Purwono Fitri, S.T., M.Eng., Ph.D. selaku dosen pembimbingpenulis yang senantiasa memberikan bimbingan, bantuan serta motivasi pada saat proses penelitian dan pembelajaran baik di perkuliahan maupun diluar perkuliahan.
4. Bapak Irfan Syarief Arief, S.T., M.T. selaku dosen wali penulis yang selalu senantiasa mendidik dan memberikan bimbingan kepada penulis selama masa perkuliahan yang berkaitan dengan sikap, kerja keras, sopan santun, disiplin serta bertanggung jawab bagi penulis.
5. Bapak Dr. Eng. Badrus Zaman, ST., MT selaku kepala Departemen Teknik Sistem Perkapalan yang sudah memberikan ilmu baik materi perkuliahan maupun diluar perkuliahan yang dapat menjadi pembelajaran bagi penulis.
6. Seluruh dosen, tenaga kependidikan serta manajemen Departemen Teknik Sistem Perkapalan FTK – ITS.
7. Keluarga rumah tangga pucker: Faiq, Bimo, Ojan, Made yang sudah seperti keluarga bagi penulis serta teman-teman Helios Surabaya.
8. Keluarga Medfo PMK: Ivani, Al, Mahut, Joey Imel, Cynde yang sudah mau menerima penulis sebagai partner kerja sekaligus teman curhat dikala penulis membutuhkan.
9. Keluarga Humas: Benny, Oliv, Brena, Jona, Shinta, Ruth yang telah membantu penulis berkembang menjadi sosok yang lebih baik.
10. Grup Soto Djoni: Moty, Gerald, Andrian, Alfa, Diar, Zulfar, Sulfia, Isom, Jijah, Sasa yang selalu ada jika penulis lapar tengah malam.

11. Grup Tumbuh Bersama: Ben, Elfri, Agra, Alfius, Matthew, Ramirez, Ocep sebagai teman belajar buku first step sejak maba hingga wisuda.
12. Keluarga BPH PMK ITS 2018/2019: Ronald, Adrian, Bhimo, Naomi, Nimba, Steafen, Ema, Rahel yang sudah mau berbagi ilmu dalam memimpin PMK Bersama selama 1 tahun
13. Grup Jalan dan traktiran: Memed, Keke, Cece, Ditta yang sudah mau berbagi cerita dan tawa dengan penulis.
14. Keluarga Lab MMS yang sudah membantu penulis dalam menempuh semua tugas selama perkuliahan
15. Keluarga besar PMK ITS yang sudah menjadi tempat bertumbuh penulis.
16. Seluruh teman-teman Salvage 15 yang sudah sejak dari awal mengawali langkah bersama Fdi siskal.
17. Seluruh Kakak tingkat Barakuda 13 dan Mercusuar 14 yang sudah memberikan wawasan kepada penulis, serta adik tingkat Voyage 16 yang sudah mengisi hari-hari penulis dan tak lupa juga buat teman-teman Bardikara 17 khususnya Surya yang sudah membantu Tugas Akhir Penulis.
18. Kepada pihak yang tidak bisa disebutkan satu per satu, terima kasih atas segala bantuan dan dukungan yang telah diberikan kepada penulis.

Surabaya, 14 Juli 2019

Penulis

DAFTAR ISI

Kata Pengantar	xiii
DAFTAR GAMBAR	xvii
DAFTAR TABEL	xix
DAFTAR GRAFIK	xxi
BAB I PENDAHULUAN	1
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	3
BAB III METODOLOGI PENELITIAN	15
3.1. Flow Chart Penelitian	15
3.2. CFD Simulation.....	17
3.3. Metodologi Penelitian	17
3.4. Identifikasi dan Perumusan Masalah.....	17
3.5. Studi Literatur.....	18
3.6. Desain Model <i>Thermostatic Expansion Valve</i>	18
3.7. Modelling Aliran Fluida yang Mengalir melewati TXV.....	18
3.8. Running Solver.....	18
3.9. Analisa dan Pembahasan	18
BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN.....	19
4.1 <i>Modelling Thermostatic Expansion Valve</i>	19
4.2 Simulasi CFD (<i>Computational Fluid Dynamics</i>).....	20
4.2.1 Geometry Setup.....	21
4.2.2 <i>Meshing</i>	22
4.2.3 <i>Setup</i>	23
4.2.4 <i>Running</i>	24
4.2.5 Post Processing.....	25
4.2.5.1 Tekanan	26
4.2.5.2 Temperature.....	27
4.2.5.3 Kecepatan	27
4.2.5.4 Bentuk Aliran	28
4.3 Validasi.....	30
4.3.1 Perhitungan <i>Flowrate</i>	30
4.3.2 <i>Pressure Drop</i> pada <i>Sudden Contraction</i>	30
4.4 Variasi <i>Opening</i>	32

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	39
5.1 Kesimpulan.....	39
5.2 Saran.....	39
DAFTAR PUSTAKA.....	41
LAMPIRAN	43

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Diagram Tekanan Entalphy	4
Gambar 2.2 Vapor Compression Cycle.....	4
Gambar 2.3 Thermostatic Expansion Valve.....	5
Gambar 2.4 Prinsip kerja Thermostatic Expansion Valve	6
Gambar 2.4 <i>Sudden contraction</i> pada pipa.....	9
Gambar 2.5 Visualisasi perbedaan aliran turbulent dan laminar.....	10
Gambar 2.6 Geometri dari short tube orifice.....	10
Gambar 3.1 Flowchart Penelitian	16
Gambar 3.2 Flowchart CFD	17
Gambar 4.1 Sketsa dimensi TXV	19
Gambar 4.2 Model TXV di Solidworks	20
Gambar 4.3 Ansys 19.2	20
Gambar 4.5 Model TXV setelah proses Repair.....	21
Gambar 4.6 Model TXV setelah <i>Volume Extract</i>	22
Gambar 4.7 Model Aliran TXV pra Meshing	22
Gambar 4.8a. Jumlah <i>face sizing</i> pada model. 4.8b. Detail <i>sizing</i> 4.8c. Hasil <i>Meshing</i> pada model.	23
Gambar 4.9 Solution Initialization task page	25
Gambar 4.10(a) <i>Run Calculation task page</i> 4.10 (b) Residual Simulasi.....	25
Gambar 4.12 <i>Contour Temperature Opening</i> 100%	27
Gambar 4.13 <i>Vector view</i> kecepatan pada <i>Opening</i> 100%.....	27
Gambar 4.14 <i>Streamline view</i> aliran di <i>Opening</i> 100%	28
Gambar 4.15 <i>Streamline view Opening</i> 20%	29
Gambar 4.16 Nilai Tekanan di titik A dan titik B	31
Gambar 4.17 Nilai tekanan pada titik C dan D	32
Gambar 4.18 Celah atau <i>gap opening degree</i> TXV	32
Gambar 4.19 Contour view tekanan di <i>Opening</i> 20%.....	33
Gambar 4.20 Contour view temperatur <i>Opening</i> 20%	34
Gambar 4.21 (a) <i>Streamline view Opening</i> 100%, (b) <i>Streamline view Opening</i> 60%, (c) <i>Streamline view Opening</i> 20%	36

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Sifat fisik refrigeran R134a	7
Tabel 2.2 Tabel Termodinamika Refrigeran R134a.....	7
Tabel 4.1 Parameter Meshing.....	23
Tabel 4.2 Parameter Setup Simulasi.....	24
Tabel 4.3 Data <i>thermodynamic properties</i> aliran pada <i>Opening</i> 20%	29
Tabel 4.4 Reynold number pada tiga titik <i>Opening</i> 20%	30
Tabel 4.5 Besar celah <i>Opening Gate Valve</i>	33
Tabel 4.6 <i>Delta pressure</i> setiap variasi	33
Tabel 4.7 Temperatur setiap variasi	34
Tabel 4.8 Kecepatan pada setiap variasi.....	35
Tabel 4.9 Bilangan Reynold di Tiap Variasi.....	36

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR GRAFIK

Grafik 4.1 Kecepatan Aliran pada <i>Opening</i> 100%	28
Grafik 4.2 Delta <i>Pressure</i> setiap variasi.....	34
Grafik 4.3 Grafik kecepatan pada setiap variasi <i>Opening</i>	35

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Pada zaman modern ini mesin pendingin sudah menjadi kebutuhan untuk berbagai bangunan baik rumah maupun Gedung pencakar langit. Pada tahun 2017 permintaan *Air Conditioner* (AC) secara overall di seluruh dunia mencapai 110,56 juta (The Japan Refrigeration and Air Conditioning Industry Association, 2018). AC merupakan salah satu jenis dari mesin pendingin. Mesin pendingin adalah suatu rangkaian mesin yang dapat berkerja untuk menghasilkan temperatur dingin (Najamudin, 2014). Pada saat ini mesin pendingin yang paling sering digunakan adalah mesin pendingin yang menggunakan prinsip siklus kompresi uap (SKU). Siklus kompresi uap memiliki dua keuntungan. Keuntungan pertama adalah diperlukan sejumlah kalor untuk merubah cairan menjadi uap sehingga banyak panas yang bisa dibuang dari ruang yang ingin disejukan. Keuntungan kedua adalah sifat dari isothermal penguapan sehingga pengambilan energi panas tanpa menaikkan suhu fluida kerja (Fahris, Utomo, & Syaiful, 2014). Refrigerasi atau pendinginan merupakan proses penyerapan kalor dari suatu objek atau ruangan sehingga temperatur objek atau ruangan tersebut menjadi lebih rendah dari temperatur lingkungannya. Proses pendinginan dapat berlangsung jika cairan refrigeran yang memiliki temperatur dan tekanan tinggi di kondensor harus diturunkan agar proses penyerapan panas dapat berlangsung kembali (Aziz, 2013). Pada siklus kompresi uap, mesin pendingin memiliki empat komponen utama yaitu kompresor, kondensor, evaporator dan alat ekspansi

Thermostatic expansion valve adalah alat yang dipasang disebelah kondensor dan akan menyebabkan temperatur dan tekanan cairan refrigeran turun sehingga panas ruangan akan diserap atau diambil kembali oleh cairan refrigeran di evaporator. Alat ini berfungsi mengekspansikan secara adiabatik cairan refrigeran yang memiliki tekanan dan temperatur tinggi dari kondensor sampai tekanan dan temperaturnya rendah serta mengatur pemasukan refrigeran sesuai dengan beban pendinginan yang dapat dilayani oleh evaporator. *Thermostatic expansion valve* merupakan salah satu alat ekspansi yang umum digunakan selain daripada capillary tube. Untuk itu perlu dilakukannya studi lebih lanjut sebagai *correct understanding* untuk bahan pembelajaran sistem refrigerasi kompresi uap.

Pada penelitian ini dilakukan analisa karakteristik aliran fluida di dalam *Thermostatic expansion valve* pada siklus kompresi uap. Simulasi menggunakan metode CFD dilakukan untuk mengetahui bentuk aliran dan karakteristik dari fluida seperti tekanan, kecepatan, dan temperatur. Variasi yang digunakan adalah *opening* dari membran pada valve itu sendiri yang dipengaruhi oleh *sensor bulb*. *Sensor bulb* sensitif terhadap suhu di evaporator dan akan mengatur jumlah refrigeran yang masuk menuju evaporator.

1.1 Rumusan Masalah

Adapun rumusan masalah dari tugas akhir penulis adalah

- 1 Bagaimana bentuk aliran fluida didalam *Thermostatic expansion valve*?
- 2 Bagaimana pengaruh *Thermostatic expansion valve* terhadap perubahan kakteristik fluida meliputi tekanan, kecepatan dan temperature?

1.2 Batasan Masalah

Adapun batasan masalah pada tugas akhir ini adalah analisa karakteristik aliran fluida pada *Thermostatic Expansion Valve* dengan refrigeran R134a dengan variasi pada *opening degree*. Dalam modelling CFD yang dilakukan penulis menggunakan fluida Liquid-liquid dengan database material dari NIST Tabel yang diinput secara manual command di ansys fluent. Objek model TXV pada analisa ini menggunakan tipe TGEN 4.5 yang didapat dari *technical brochure* Danfoss.

1.3 Tujuan

Tujuan dari tugas akhir ini adalah melakukan studi simulasi CFD untuk:

1. Bentuk aliran fluida pada *Thermostatic expansion valve*
2. Pengaruh *Thermostatic expansion valve* terhadap perubahan kakteristik fluida seperti tekanan, kecepatan dan temperatur.

1.4 Manfaat

Manfaat dari tugas akhir ini adalah:

1. Sebagai media pembelajaran untuk mengetahui aliran fluida pada *Thermostatic expansion valve*
2. Sebagai kajian untuk pengembangan ilmu pengetahuan pada sistem refrigrasi

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Sistem Refrigerasi

Refrigerasi merupakan suatu proses pelepasan kalor dari objek atau ruangan sehingga temperature objek atau ruangan tersebut turun dan menjadi lebih dingin jika dibandingkan dengan temperature lingkungannya. Sistem refrigerasi merupakan gabungan dari beberapa komponen dan peralatan yang terhubung secara beruntun sehingga menghasilkan efek refrigerasi. Pada sistem refrigerasi dibutuhkan fluida kerja yang berperan sebagai pemindah dan penyerap kalor yang disebut sebagai refrigeran. Refrigeran menyerap kalor pada kondisi temperature dan tekanan yang rendah dan melepas kalor ketika temperature dan tekanan yang tinggi (Wahyudi, 2012).

Secara umum, Sistem Refrigerasi pada *Air Conditioner* (AC) dibagi berdasarkan tipe energi masukannya dan proses dari refrigerasinya (Majanasastra, 2015), yaitu:

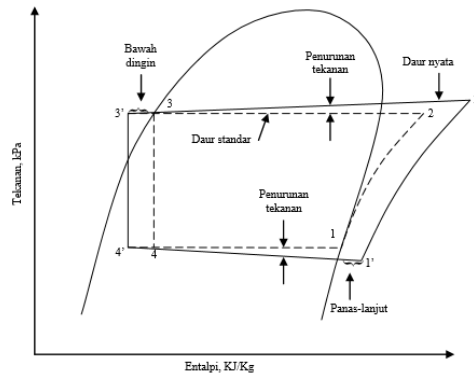
- Sistem kompresi uap
Pada sistem kompresi uap kompresor memberikan tekanan pada refrigeran dengan mengkompresi refrigeran sehingga refrigeran memiliki tekanan dan temperatur yang tinggi untuk mendapatkan efek pendinginan
- Sistem penyerapan (absorbtion)
Pada sistem penyerapan atau absorbtion, efek pendinginan didapat dari masukan energi termal. Contoh mesin yang menerapkan prinsip ini adalah heat exchanger pada proses pengecoran logam.
- Sistem ekspansi udara
Pada sistem ekspansi udara, gas atau udara akan dikompresi dengan tekanan tinggi menggunakan energi mekanik dan kemudian didinginkan lalu diteruskan menuju tekanan yang lebih rendah. Efek pendinginan didapat dari suhu udara atau gas turun selama proses ekspansi.

2.2 Vapor Compression Cycle

Pada siklus refrigerasi kompresi uap (vapor compression refrigeration cycle), kompresor mengkompresikan refrigeran dalam fasa uap sehingga tekanan dan temperatur refrigeran menjadi naik. Siklus refrigerasi kompresi mengambil keuntungan dari fakta temperatur fluida yang bertekanan tinggi pada suhu tertentu cenderung menjadi lebih dingin jika dibiarkan mengembang. Jika perubahan tekanan tergolong tinggi, gas yang diberi tekanan akan memiliki suhu yang lebih tinggi dibandingkan suhu lingkungannya dan gas yang mengembang memiliki suhu lebih rendah dari pada suhu yang diinginkan. Fluida pada kasus ini kemudian digunakan untuk mendinginkan lingkungan bersuhu rendah dengan membuang panas ke lingkungan bersuhu tinggi.

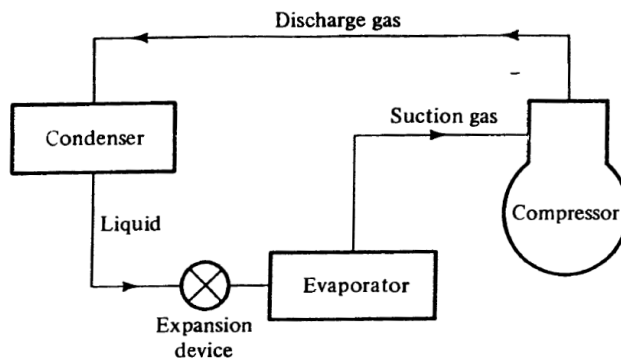
Siklus kompresi uap nyata berbeda dari siklus uap standar (teoritis). Perbedaan terjadi dikarenakan berbagai asumsi yang ditetapkan dalam siklus kompresi standar. Pada siklus kompresi temperatur terjadi pemanasan lanjut dari uap refrigeran yang keluar dari evaporator sebelum menuju kondensor. Pemanasan lanjut ini terjadi

diakibatkan oleh tipe alat ekspansi yang digunakan atau dikarenakan penyerapan panas dijalar masuk (suction line) antara evaporator dan kompresor (Majanasastra, 2015). Demikian pula pada refrigeran cair yang mengalami pendinginan sebelum masuk menuju katup ekspansi atau pipa kapiler. Perbedaan paling signifikan antara siklus kompresi nyata dan siklus standar terdapat pada penurunan tekanan di dalam kondensor dan evaporator.



Gambar 2.1 Diagram Tekanan Entalphy (Irama, 2018)

Garis 2-1 menunjukkan terjadi penurunan tekanan pada refrigeran pada saat melewati jalur masuk (suction line) dari evaporator menuju kompresor. Garis 1-1' menunjukkan terjadinya panas lanjut pada uap refrigeran yang ditunjukkan dengan garis yang melewati garis uap jenuh. Proses 1'-2' merupakan proses kompresi uap refrigeran yang didalam kompresor. Pada siklus teoritis proses kompresi diasumsikan temperatur maupun politropik. Garis 2'-3 menunjukkan adanya penurunan tekanan yang terjadi pada pipa-pipa kondensor. Sedangkan pada garis 3-3' memperlihatkan tekanan yang terjadi di jalur cair (Priyadi, 2018)



Gambar 2.2 Vapor Compression Cycle
Sumber: (Stoecker & Jones, 1982)

Pada kompresor, uap refrigeran dinaikkan tekanannya. Kemudian uap panas tersebut akan didinginkan di kondensor agar menjadi cairan. Untuk menurunkan tekanan dari refrigeran cair ke dalam kondensor agar mudah menguap, maka digunakan alat ekspansi. Pada evaporator, cairan akan menguap dan menyerap kalor dari udara yang ada di sekitarnya. Dalam bentuk butiran uap bertekanan rendah, refrigeran kemudian dihisap kembali oleh kompresor, sehingga proses tersebut akan berulang terus menerus. Pada sistem refrigerasi jumlah refrigeran adalah tetap meskipun mengalami perubahan fasa sehingga dalam sistem refrigerasi tidak perlu ditambahkan refrigeran jika tidak terjadi kebocoran.

2.3 Thermostatic Expansion Valves

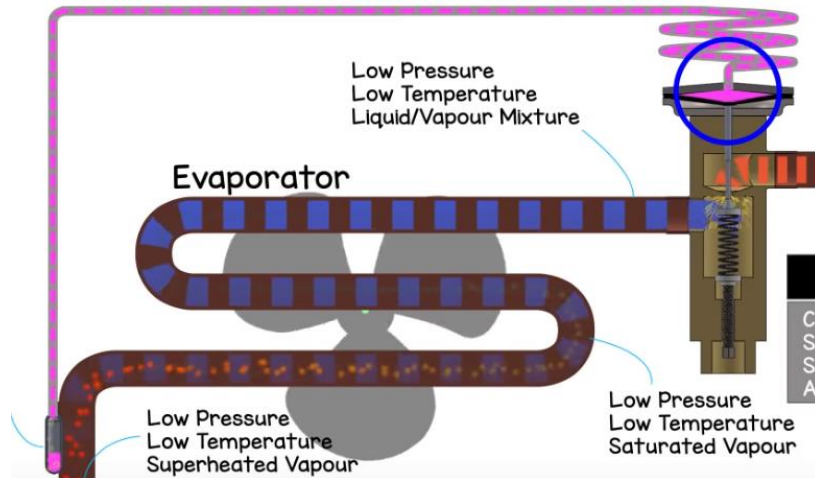
Katup ekspansi termostatik atau *Thermostatic expansion valves* (TXV) merupakan jenis katup ekspansi yang paling banyak digunakan pada sistem refrigerasi dikarenakan efisiensi pada alat ini yang tergolong tinggi dan mudah beradaptasi dengan berbagai aplikasi refrigerasi. Bagian utama dari katup ekspansi termostatik adalah katup jarum dan dudukannya, diafragma, sensor bulb, dan pegas yang bias diatur tekanannya melalui sekrup pengatur tekanan. Seperti semua alat temperatur laju aliran refrigeran lainnya, katup ekspansi termostatik turut dilengkapi dengan filter yang terbuat dari kasa baja yang dipasang di sisi jalur masuk katup.



Gambar 2.3 Thermostatic Expansion Valve

Sumber: (Danfoss, 2019)

Pada TXV, *sensor bulb* dipasang pada sisi jalur keluar evaporator, dicekam atau dilem kuat pada saluran outlet evaporator agar dapat mendeteksi atau merespon langsung temperature refrigeran yang mengalir keluar di sisi outlet evaporator. Kerja katup ekspansi termostatik merupakan hasil interaksi tiga jenis tekanan yang bekerja pada diafragma, yaitu tekanan pegas dan tekanan evaporasi yang akan menekan diafragma sehingga cenderung menutup katup. Tekanan yang dihasilkan oleh refrigeran saturasi yang ada di dalam *sensor bulb* bila refrigeran-nya mengembang yang melawan tekanan pegas dan tekanan evaporasi, sehingga cenderung membuka katup.



Gambar 2.4 Prinsip kerja Thermostatic Expansion Valve
Sumber: The Engieenering Mindset, How TXV work

Prinsip kerja dari katup ekspansi berawal dari sensor bulb yang terletak di jalur keluar (outlet) menuju kompresor. Sensor bulb yang berisi refrigeran sensitif terhadap panas di evaporator. Sehingga jika Temperatur di evaporator naik maka refrigeran di sensor bulb akan mengalir melewati capillary tube menuju temperat yang terdapat di atas katup ekspansi termostatik. Refrigeran ini akan mendorong membrane dan gemperat mendorong jarum atau pin untuk membuka celah inlet refrigeran semakin membesar. Dengan celah inlet yang semakin membesar, maka jumlah refrigeran yang masuk menjadi lebih banyak. Hal ini menyebabkan turunnya temperature di evaporator. Dengan turunnya Temperatur di evaporator maka refrigeran yang berada di Temperatur kembali menuju sensor bulb yang mengakibatkan kondisi temperatur seperti semula. Dengan kondisi temperatur yang seperti semula maka pin juga akan kembali ke posisi semula dan celah inlet refrigeran mengecil kembali ke posisi semula. Proses ini akan terus berulang tergantung dari temperatur di evaporator yang ditentukan oleh pembebanan atau cooling load.

2.4 Refrigeran R134a

Refrigeran R134a memiliki nama kimia 1,1,1,2-Tetrafloroetana, atau disebut juga sebagai tetrafloroetana, Freon 134a ataupun HFC 134a, Dupont 134a (Refrigerant, 2019). Freon 134a adalah refrigeran haloalkana yang tidak menyebabkan penipisan ozon dan memiliki sifat-sifat yang mirip dengan R12 (diklorodiflorometana). Refrigeran r134a atau Freon gas R134a Biasanya digunakan sebagai media pendingin untuk refrigerasi dan pendingin ruangan untuk otomotif, freon ac mobil, biasa juga digunakan untuk blowing agent pada industri busa, aerosol, propelan.

Tabel 2.1 Sifat fisik refrigeran R134a

PHYSICAL PROPERTIES		R-134a
Molecular weight	(G/mol)	102
Boiling point (at 1,013 bar)	(°C)	-26.1
Freezing	(°C)	-103
Critical temperature	(°C)	101.1
Critical pressure	(Bar abs)	40.67
Critical density	(Kg/m ³)	508
Liquid density (25°C)	(Kg/m ³)	1.206
Liquid density (0°C)	(Kg/m ³)	1.293
Saturated vapor density (a boiling point.)	(Kg/m ³)	5,28
Vapor pressure (25°C)	(Bar abs)	6.657
Vapor pressure (0°C)	(Bar abs)	2,92
Heat of vaporization at boiling point	(KJ/Kg)	217,2
Specific heat of liquid at 25 ° C (1,013 bar)	(KJ/Kg.K)	1.44
Specific heat of vapor at 25°C (1,013 bar)	(KJ/Kg.K)	0.85
Viscosity of liquid (25°C)	(cP)	0.202
Surface pressure (25°C)	(mN/m)	8,09
R134a Solubility in water (25°C at 1,013 bar)	(wt%)	0.15
Volumetric cooling capacity. (-25°C)	(Kg/m ³)	1192.11
Flammability		No
ODP	-	0
GWP	-	1430

Sumber: (Gas Servei, 2019)

Tabel 2.2 Tabel Termodinamika Refrigeran R134a

Temperature (°C)	Pressure (bar)	Liquid Density (kg/m ³)	Vapor Density (kg/m ³)	Liquid Enthalpy (kJ/kg)	Vapor Enthalpy (kJ/kg)	Liquid Entropy (kJ/kg-K)	Vapor Entropy (kJ/kg-K)
20	5.7171	1225.3	27.78	227.47	409.75	1.0962	1.718
21	5.8959	1221.7	28.648	228.88	410.27	1.101	1.7177
22	6.0789	1218	29.539	230.29	410.79	1.1057	1.7173
23	6.2662	1214.2	30.452	231.7	411.31	1.1105	1.7169
24	6.4578	1210.5	31.389	233.12	411.82	1.1152	1.7166
25	6.6538	1206.7	32.35	234.55	412.33	1.1199	1.7162
26	6.8543	1202.9	33.335	235.97	412.84	1.1246	1.7159
27	7.0592	1199.1	34.346	237.4	413.34	1.1294	1.7155
28	7.2688	1195.2	35.382	238.84	413.84	1.1341	1.7152
29	7.483	1191.4	36.445	240.28	414.33	1.1388	1.7148
30	7.702	1187.5	37.535	241.72	414.82	1.1435	1.7145
31	7.9257	1183.5	38.653	243.17	415.3	1.1482	1.7142
32	8.1543	1179.6	39.799	244.62	415.78	1.1529	1.7138
33	8.3878	1175.6	40.974	246.08	416.26	1.1576	1.7135
34	8.6263	1171.6	42.18	247.54	416.72	1.1623	1.7131
35	8.8698	1167.5	43.416	249.01	417.19	1.167	1.7128
36	9.1185	1163.4	44.683	250.48	417.65	1.1717	1.7124
37	9.3724	1159.3	45.983	251.95	418.1	1.1764	1.7121
38	9.6315	1155.1	47.316	253.43	418.55	1.1811	1.7118
39	9.896	1151	48.683	254.92	418.99	1.1858	1.7114
40	10.166	1146.7	50.085	256.41	419.43	1.1905	1.7111
41	10.441	1142.5	51.523	257.91	419.86	1.1952	1.7107
42	10.722	1138.2	52.998	259.41	420.28	1.1999	1.7103
43	11.009	1133.8	54.512	260.91	420.7	1.2046	1.71
44	11.301	1129.5	56.064	262.43	421.11	1.2092	1.7096
45	11.599	1125.1	57.657	263.94	421.52	1.2139	1.7092
46	11.903	1120.6	59.292	265.47	421.92	1.2186	1.7089
47	12.213	1116.1	60.969	267	422.31	1.2233	1.7085
48	12.529	1111.5	62.69	268.53	422.69	1.228	1.7081
49	12.851	1106.9	64.458	270.07	423.07	1.2327	1.7077
50	13.179	1102.3	66.272	271.62	423.44	1.2375	1.7072

Sumber: (No Name, 2019)

2.5 Rugi Energi Karena Gesekan dalam Pipa

Bila fluida mengalir melalui suatu pipa dan tekanan fluida diukur pada dua tempat sepanjang pipa, akan dijumpai kenyataan bahwa tekanan berkurang dalam arah aliran. Penurunan tekanan ini disebabkan karena gesekan fluida pada dinding pipa. Penurunan tekanan (Δp) sepanjang pipa (L) dapat dinatakan sebagai:

$$\frac{\Delta p}{\rho g} = h_f = f \frac{L}{d} \frac{v^2}{2g} \quad (1)$$

Dengan:

Δp = tekanan zat cair (N/m²)

g = percepatan gravitasi (m/s²)

h_f = penurunan tekanan (m)

L = Panjang pipa (m)

d = Diameter pipa (m)

f = Koefisien gesekan pipa

v = kecepatan aliran

2.6 . Rugi- Rugi Minor

Rugi-rugi kejutan dari energi tidak timbul pada pipa lurus, seragam, tetapi pada diikontinuitas seperti katup, belokan, dan perubahan penampang Kehilangan tenaga karena perbesaran penampang disebabkan oleh pusaran dan tumbukan. Kehilangan tenaga akibat dari perbesaran penampang secara mendadak dijelaskan dengan rumus "Belanger".

$$h = \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g} \quad (2)$$

Dengan:

h = Kerugian tenaga karena perubahan penampang (m)

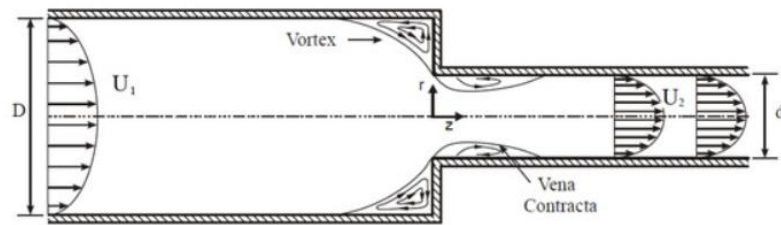
V_1 = kecepatan fluida penampang 1 (m/s)

V_2 = kecepatan fluida penampang 2 (m/s)

g = percepatan gravitasi (m/s²)

Kerugian head oleh penyempitan mendadak dinyatakan dengan rumus:

$$h = \left(\frac{1}{C_c} - 1 \right)^2 \frac{v_2^2}{2g} \quad (3)$$



Gambar 2.4 *Sudden contraction* pada pipa
Sumber: (Borges, Laurengo, Padilla, & Micallef, 2018)

2.7 Macam-macam aliran fluida

Aliran fluida dapat dibagi menjadi beberapa kategori, berdasarkan sifat dominan atau berdasarkan jenis dari fluida atau berdasarkan jenis dari fluida yang terkait. Berdasarkan pergerakannya, aliran fluida terbagi menjadi:

2.7.1 Steady flow

Steady flow merupakan suatu aliran fluida dimana kecepatannya tidak terpengaruh oleh perubahan waktu, sehingga kecepatan konstan pada setiap titik pada aliran tersebut.

2.7.2 Nonsteady flow

Nonsteady flow terjadi apabila ada suatu perubahan kecepatan pada aliran tersebut terhadap perubahan waktu.

2.7.3 Uniform Flow

Uniform flow merupakan aliran fluida yang terjadi besar dan arah dari vector-vector kecepatan tidak berubah dari suatu titik ke titik berikutnya dalam aliran fluida tersebut.

2.7.4 Non-Uniform Flow

Aliran ini terjadi jika besar dan arah vector-vektor kecepatan fluida selalu berubah terhadap lintasannya. Ini terjadi apabila luas penampang medium fluida juga berubah.

Aliran fluida berdasarkan gaya yang bekerja pada fluida tersebut:

- Aliran Laminar

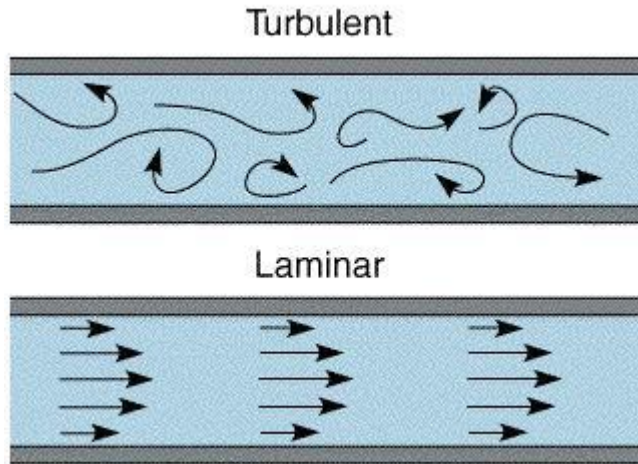
Aliran laminar didefinisikan sebagai aliran dengan fluida yang bergerak dalam lapisan-lapisan, atau lamina-lamina dengan satu lapisan meluncur secara merata. Dalam aliran laminar ini viskositas berfungsi untuk meredam kecenderungan-kecenderungan terjadinya gerakan relative antara lapisan. Sehingga aliran laminar memenuhi pasti hukum viskositas Newton, yaitu:

$$Re = \frac{\rho v d}{\mu} \quad (4)$$

- Aliran Turbulen

Aliran turbulen didefinisikan sebagai aliran yang dimana pergerakan partikel-partikel fluida sangat tidak menentu karena mengalami pencampuran serta putaran partikel antar lapisan, yang mengakibatkan saling tukar momentum dari satu bagian fluida kebagian fluida yang lain dalam skala yang besar. Dalam keadaan

aliran turbulen maka turbulensi yang terjadi mengakibatkan tegangan geser yang merata diseluruh fluida sehingga menghasilkan kerugian-kerugian aliran



Gambar 2.5 Visualisasi perbedaan aliran turbulen dan laminar
Sumber: Gupta, 2016

2.8 Pressure Drop pada Orifice Tube

Pressure drop adalah perbedaan tekanan antara dua titik maupun ketinggian yang berbeda dalam suatu cairan dapat dihitung dengan menggunakan persamaan:

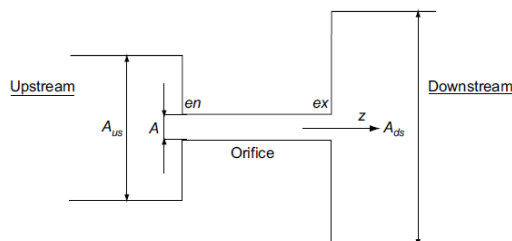
$$P_2 - P_1 = \rho g h_2 - h_1 \quad (5)$$

Dimana:

$P_2 - P_1$ = Perbedaan Tekanan (Pa)

ρg = Satuan berat cairan (N/m^3)

$h_2 - h_1$ = Perbedaan Ketinggian (m)



Gambar 2.6 Geometri dari short tube orifice
Sumber: (Ndiaye & Bernier, 2009)

Pada orifice tube juga terjadi sudden contraction dari upstream masuk menuju celah sempit seperti pada gambar 2.6 dimana fluida mengalami

percepatan. Energi tekanan hampir seluruhnya dikonversi menjadi energi kinetik. Hasil perbedaan tekanan bisa dihitung dengan mengasumsi tidak terjadi perubahan fase (Ndiaye & Bernier, 2009). Perbedaan tekanan tersebut bisa dihitung dengan persamaan berikut:

$$\Delta P = \frac{G^2}{2\rho l} \left[\left(\frac{1}{C_c} - 1 \right)^2 + (1 - R)^2 \right] \left[1 + \left(\frac{\rho l - \rho v}{\rho v} \right) x \right] \quad (6)$$

Dimana:

ΔP : Perbedaan Tekanan (Pascal)

G: Mass flux, $(G_{inf} + G_{sup})/2$ (Kg/m²s)

ρl : Massa jenis fluida cair (Kg/m³)

$C_c = 0.544R^3 - 0.242R^2 + 0.111R + 0.585$

R: Ratio = A_{kecil}/A_{Besar}

A: Luas Penampang (m²)

X=0, fase liquid

2.9 CFD (Computational Fluid Dynamics)

Computational Fluid Dynamics (CFD) merupakan salah satu cabang dari mekanika fluida yang menggunakan metode numerik dan algoritma untuk menyelesaikan dan menganalisa permasalahan yang berhubungan dengan aliran fluida (Mubarak, 2018). Tujuan dari CFD adalah untuk memprediksi secara akurat tentang aliran fluida, perpindahan panas, dan reaksi kimia dalam sistem yang kompleks, yang melibatkan satu atau semua fenomena di atas. Setelah menentukan fluida yang digunakan, terdapat 4 tahap yang harus dilakukan:

1. Membuat Geometry/ geometry setup

Langkah pertama dalam metode CFD adalah dengan membuat sebuah *work plane* (bidang kerja) dimana nantinya fluida tersebut akan disimulasikan. Terdapat dua pilihan yang terdapat dalam *geometry setup*, yaitu dapat menggunakan Space Claim atau Design Modeler. Pada pembuatan laporan ini menggunakan Design Modeller karena terdapat *grid* (garis bantu) sehingga memudahkan untuk membuat bidang kerja. Bidang kerja ini merupakan tempat dimana nantinya pergerakan fluida akan diamati dari *solver program* pada proses kalkulasi nantinya.

2. Meshing

Langkah *meshing* merupakan penyambungan dari pecahan model untuk mendapatkan properti dari produk secara akurat. Proses *meshing* berarti membagi model menjadi beberapa pecahan kecil sehingga proses analisa dapat menjadi lebih mudah. Analisa dilakukan pada tiap-tiap bagian yang dipecah dan seluruh area model sehingga terlihat perubahan properti dari model tersebut. Variabel yang dapat dikontrol yaitu dengan mengubah properti dari model tersebut, seperti area yang akan dianalisa, ketebalan tembok, dll.

3. **Setup**
 Pada tahap ini meliputi input data-data yang dibutuhkan seperti *properties* fluida, kecepatan fluida pada inlet, *boundary condition* dari obyek yang diamati, hingga jumlah iterasi yang dibutuhkan. Setelah data tersebut diinput, perhitungan akan diselesaikan dan iterasi dimulai. Saat semua poin sudah didapat, maka perhitungan akan berhenti. Pada *properties*, semua parameter (temperatur fluida, kecepatan aliran) dari sistem dimasukkan. Sudah ada default setting untuk tiap material, namun lebih baik jika kita memasukkan tambahan informasi mengenai material yang akan diuji supaya lebih akurat.
4. **Solution**
 Setelah tahap *properties setup* selesai, tahap ini didapat hasil dari perhitungan seperti perbedaan tekanan pada *inlet* dan *outlet*, *net pressure* pada valve, *outlet velocity*, karakteristik temperatur aliran fluida, dll. Hasil Setelah semua parameter yang dibutuhkan sudah selesai dimasukkan, maka langkah terakhir adalah kalkulasi. Kalkulasi ini dapat memakan waktu yang cukup lama tergantung seberapa banyak iterasi (percobaan) yang akan dilakukan pada sistem tersebut. Makin tinggi iterasinya, maka makin pergerakan dari fluida pada sistem akan menjadi semakin *smooth* dan lebih presisi.
5. **Result**
 Tahap akhir dari CFD ini menampilkan gradien perubahan yang terjadi pada model seperti volume aliran, tekanan total, tekanan statis, temperatur fluida, viskositas eddy, dll.

2.10 Review paper: The hydrodynamic behavior of high viscous oil-water flow through horizontal pipe undergoing sudden expansion- CFD study and experimental validation. (Dehkordi, Azdarpour, & Mohammadian, 2018)

Pada journal ini membahas perilaku hidrodinamis dari aliran air-minyak yang memiliki kekentalan tinggi melalui pipa horizontal yang mengalami sudden expansion. Sebelumnya telah dilakukan percobaan terhadap aliran multifase zat cair-zat cair menggunakan pipa Plexiglas sepanjang 12 m. Kemudian dilakukan perbandingan hasilnya dengan hasil pada simulasi CFD. Data yang dibandingkan adalah *flow pattern*, *oil fouling phenomenon*, *prediction of average phase holdup*, *cross sectional time averaged oil holdup*, *Instantaneous time-averaged oil holdup and velocity*, *prediction of pressure gradient*.

Metode yang digunakan pada jurnal ini adalah percobaan dan simulasi CFD ANSYS fluent. Permodelan menggunakan 3 model sudden expansion yaitu 21mm ke 30mm, 30mm ke 40mm, 30-50 mm dengan Panjang 1.3 m. Berdasarkan hasil percobaan tidak ditemukannya oil fouling. Hasil CFD pada simulated time averaged oil holdup dan pressure gradient dengan sesuai dengan hasil percobaan. Hasil average oil holdup predicted dari percobaan CFD dibandingkan Arney et al (1993) memiliki hasil eror tidak lebih dari 16.7%.

2.11 Review paper: Karakteristik Aliran Dua Fase pada Saluran Ekspansi Tiba-tiba. (Wibawanto, Santoso, & Juwana, 2016)

Pada jurnal ini membahas karakteristik dari aliran dua fase pada saluran ekspansi tiba-tiba (sudden Expansion). Aliran dua fase sendiri merupakan bagian dari aliran multifase. Karakteristik yang dimaksud disini adalah perubahan pola aliran dan pressure recovery. Pola aliran dapat disebabkan oleh beberapa hal seperti kecepatan fase cairan dan gas, tegangan geser dan tegangan permukaan pipa. Pressure recovery adalah kenaikan tekanan setelah melewati ekspansi yang disebabkan karna adanya penurunan kecepatan fluida secara signifikan.

Pengujian pada penelitian ini dengan variasi pada kecepatan superfisial air j_1 0,2-1,3 m/s dan kecepatan superfisial udara J_g 0,2-1,9 m/s. Untuk mengetahui kecepatan actual fase gas digunakan software Phantom 630. Dari penelitian ini didapat pola aliran dua fase yaitu bubble, plug, dan slug. Aliran wavy dan annular tidak ditemukan pada penelitian ini. Nilai pressure recovery berdasarkan metode aliran homogen dan korelasi waddle cenderung lebih rendah jika dibandingkan dengan pressure recovery hasil penelitian.

2.12 Review paper: Koefisien Rugi-Rugi Sudden Expansion pada Fluida Cair (Badrawada, 2008)

Pada penelitian ini dilakukan pengujian pada pipa Sudden Expansion dengan perbandingan diameter kecil dengan diameter besar 24:50. Tujuan dari penelitian ini adalah untuk mengetahui koefisien rugi-rugi pada pipa sudden expansion. Dengan mengetahui koefisien rugi-rugi maka besar rugi tekanan dapat diketahui. Pada pengujian ini dilakukan pengujian pada pipa sudden expansion menggunakan fluida cair yaitu air.

Pada pengujian ini menggunakan variasi dari debit aliran sebesar 4 lt/menit, 8 lt/menit, 12 lt/menit dan 16 lt/menit yang akan melalui pipa sudden expansion. Tekanan pada jalur masuk dan jalur keluar diukur menggunakan manometer kolom. Lalu dari perbedaan antara tekanan di jalur masuk dan jalur keluar dihitung untuk menentukan koefisien rugi-rugi. Dari hasil pengujian ini dapat dilihat bahwa semakin besar kecepatan fluida maka semakin besar angka Reynold dan semakin besar pula debit yang mengalir. Tekanan masuk lebih kecil dari pada tekanan keluar dimana ini sesuai dengan prinsip Bernoulli yang mengatakan bahwa semakin besar kecepatan fluida maka tekanan yang terjadi semakin kecil. Dengan demikian semakin besar debit yang dialirkan semakin kecil pula koefisien rugi-ruginya.

2.13 Review paper: A Review Report on “CFD Analysis of Fluid Flow in a Capillary Tube Using Various Refrigerant” (Nagesh & Sharma, 2014)

Pada makalah ini mempelajari studi singkat mengenai pelambatan ekspansi refrigeran, *capillar tube*, dan matematika korelasi untuk aliran melalui capillary tube dari berbagai geometri yang beroperasi pada kondisi adiabatik dan kondisi aliran diabetic. Ada dua fungsi dasar dari alat ekspansi pada sistem

refrigerasi, pertama untuk mengurangi tekanan dari tekanan pada kondensor ke tekanan pada evaporator. Kedua, untuk mengatur aliran refrigeran dari cairan bertekanan tinggi menuju evaporator dengan laju yang sama dengan laju penguapan di evaporator. Pada capillary tube terjadi *pressure reduction* disebabkan oleh 2 faktor. Pertama, refrigeran harus melewati gaya gesek dari dinding pipa. Kedua, Refrigeran cair menguap menjadi campuran antara cairan dan uap sekaligus terjadinya penurunan tekanan. Densitas dari uap lebih kecil dari cairan, oleh karena itu densitas rata-rata refrigeran berkurang karna mengalir dalam tabung. Laju aliran massa dan diameter tabung menjadi konstan dan kecepatan refrigeran meningkat. Peningkatan kecepatan atau akselerasi dari refrigeran membutuhkan *pressure drop*

Berdasarkan bentuk geometricalnya capillary tube dibagi menjadi *straight capillary tube*, dan *coiled capillary tube*. Pada *straight capillary tube* refrigeran berubah dari tekanan tinggi menuju tekanan rendah tanpa terjadi perpindahan panas. Ketika refrigeran masuk menuju tabung, terjadi penurunan tekanan dikarenakan gaya gesek dari dinding tabung sementara temperatur tidak berubah. Kecepatan fluida meningkat dikarenakan densitas yang menurun akibat penguapan. Pada *coiled capillary tube* ada dua parameter melingkar, pertama adalah *pitch coil* dan yang kedua adalah *diameter coil*.

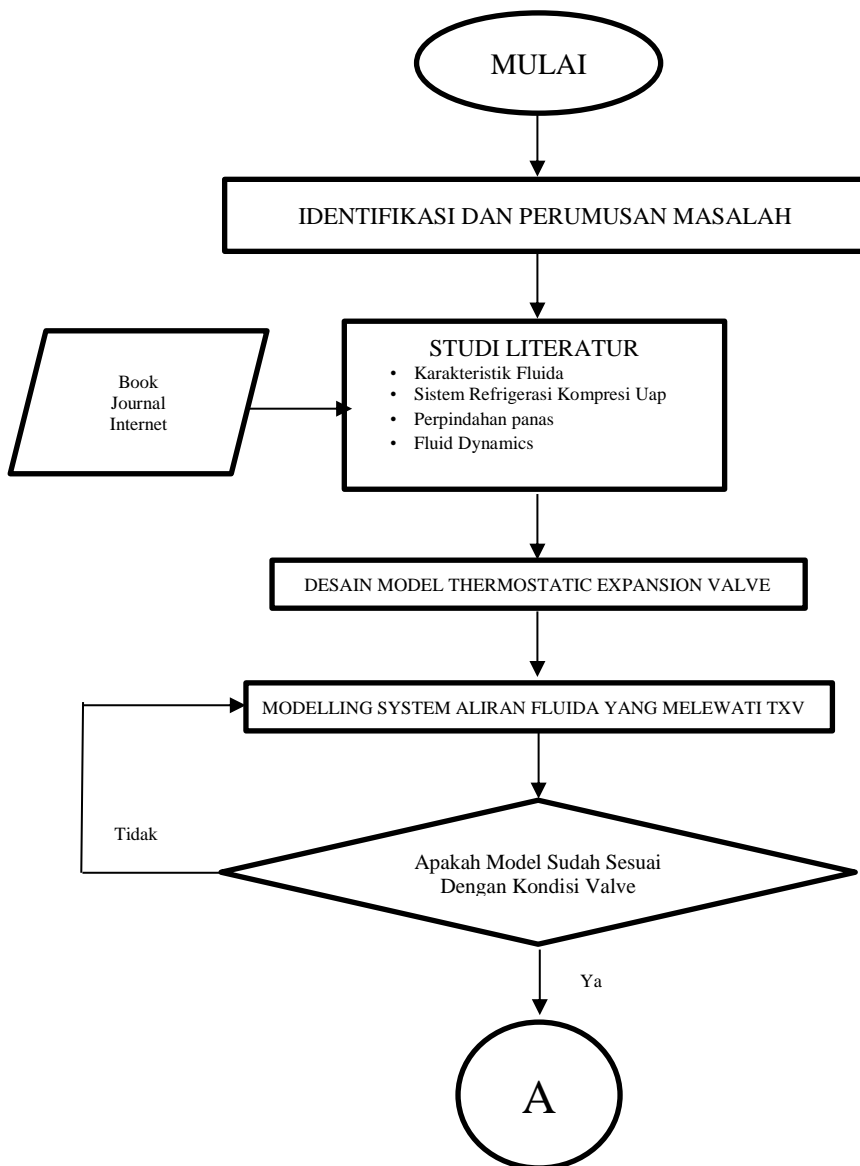
2.14 Review paper: Two-Phase Flow of HFO-1234yf, R-134a and R-410A in Sudden Contractions: Visualization, Pressure Drop Measurements and New Prediction Method (Padilla, Revellin, & Bonjour, 2013)

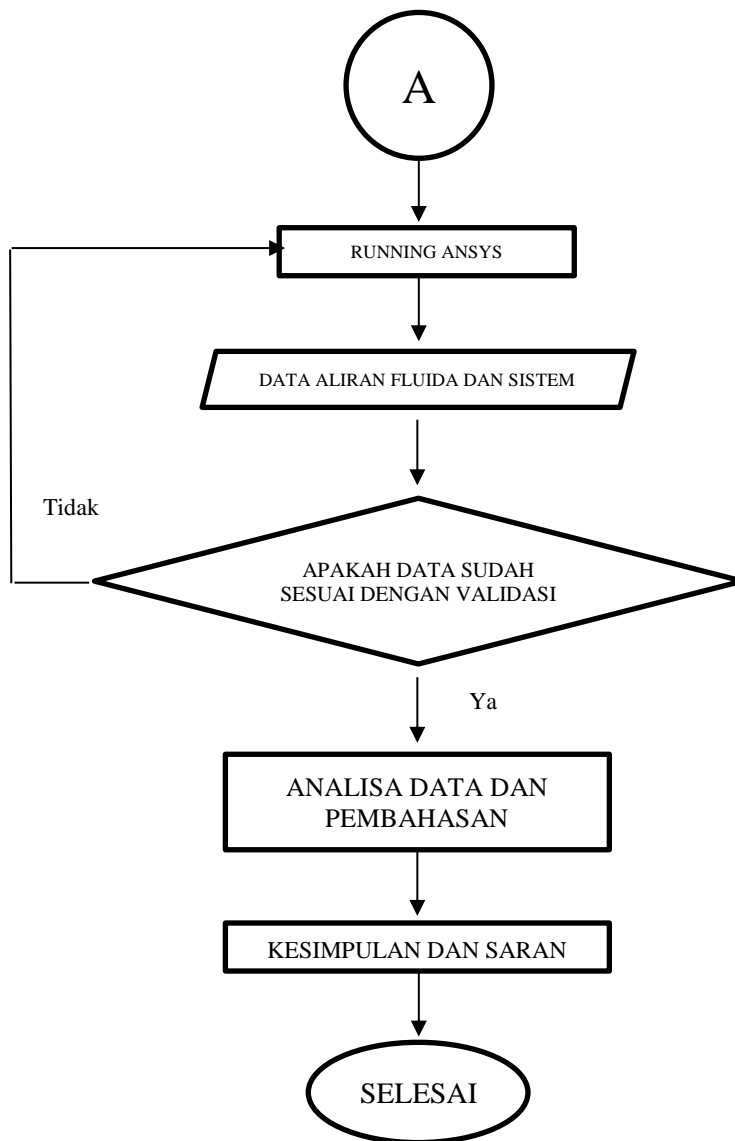
Pada jurnal ini membahas aliran dua fase dari HFO-1234yf, R-134a dan R-410A di pipa sudden contraction horizontal untuk mengetahui pressure drop dan dibandingkan dengan 6 metode pendekatan dari literatur. Selain itu dilakukan juga visualisasi dari refrigerant R-134a dengan luas penampang 0.49 dimana sisi samping dan atas dari pola aliran sudden contraction di rekam dengan *high speed high resolution camera*.

Berdasarkan hasil penelitian pada jurnal ini ditemukan pada pengamatan refrigeran R134a yang melalui sudden contraction dengan luas penampang 0.49 terdapat bentuk aliran *slug*, *intermittent* dan *annular*. Hasil visualisasi menunjukkan bahwa cairan membentuk film disekeliling tabung dan lapisan antara cairan annulus dan inti uap terganggu oleh gelombang beramplitudo kecil dengan beberapa tetesan tersebar di inti uap. Pola aliran di sudden contraction ini memiliki kesamaan dengan pola aliran pada *straight tubes*. Pada 2 fluida berbeda seperti refrigeran R134a dan R-410A, hasil percobaan menunjukkan tidak ada perbedaan yang signifikan pressure drop pada sudden contraction. Setelah dibandingkan dengan enam metode pendekatan, 94% data berada pada angka error $\pm 30\%$ dimana mean absolute error sekitar 12% dan mean relative error sebesar 0.7%

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

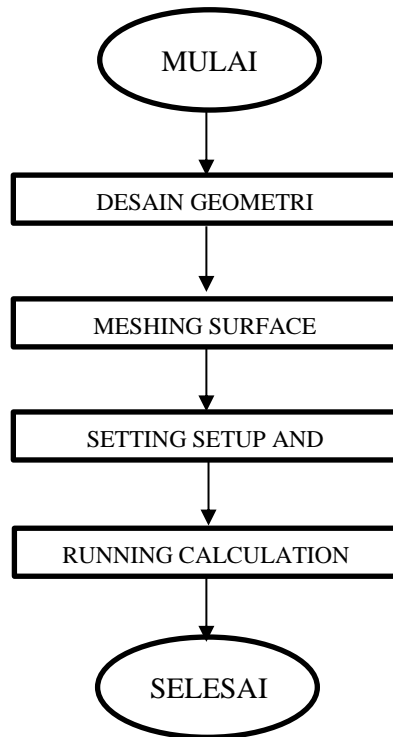
3.1. Flow Chart Penelitian





Gambar 3.1 Flowchart Penelitian

3.2. CFD Simulation



Gambar 3.2 Flowchart CFD

3.3. Metodologi Penelitian

Metodologi Penelitian merupakan kerangka dasar suatu penelitian yang meliputi semua kegiatan yang dilaksanakan untuk memecahkan suatu permasalahan dengan tahapan-tahapan yang sudah disusun, seperti studi literatur, metode, validasi dan kesimpulan. Dalam tugas akhir ini disusun diagram alir metodologi penelitian seperti yang terlihat pada Sub judul 3.2

3.4. Identifikasi dan Perumusan Masalah

Perumusan masalah merupakan tahap awal dalam pelaksanaan skripsi. Tahap ini merupakan tahap yang sangat penting, dimana pada tahap inilah mengapa suatu permasalahan yang ada harus dipecahkan sehingga layak untuk dijadikan bahan dalam skripsi. Pencarian masalah dilakukan dengan cara menggali informasi mengenai masalah yang terjadi pada saat ini. Dari tahap ini juga, tujuan mengapa skripsi ini dikerjakan dapat diketahui. Dalam skripsi ini, masalah yang akan dibahas dan dipecahkan adalah mengenai “Analisa

Karakteristik Aliran Fluida di dalam *Thermostatic Expansion Valve* Menggunakan Simulasi CFD.”

3.5. Studi Literatur

Setelah suatu permasalahan sudah diketahui, maka selanjutnya adalah studi literatur. Dimana yang harus dilakukan pada tahap ini, adalah mencari referensi permasalahan-permasalahan yang ada berikut solusinya dan juga mempelajari kedua hal tersebut untuk diimplementasikan pada skripsi ini, sehingga jelas apa saja yang harus dilakukan agar permasalahan tersebut dapat terpecahkan.

Studi literatur dapat dilakukan dengan cara membawa paper atau jurnal yang berhubungan dengan permasalahan yang akan dipecahkan.

Dari berbagai literatur yang akan digunakan meliputi beberapa topik antara lain:

- Karakteristik Fluida meliputi tekanan, kecepatan dan temperatur
- Sistem refrigerasi kompresi uap
- Perpindahan panas
- Fluid Dynamics

3.6. Desain Model *Thermostatic Expansion Valve*

Desain pada *Thermostatic Expansion Valve* menggunakan model dari tipe TGEN 4.5 Danfoss TXV yang meliputi perancangan properti awal dari desain *path way* dari TXV yang akan diterapkan pada *software* CFD maupun untuk validasi, antara lain:

- Panjang saluran dalam valve
- Ukuran lubang inlet valve
- Mass flow inlet

3.7. Modelling Aliran Fluida yang Mengalir melewati TXV

Setelah desain *valve* sudah selesai dibuat, maka data *valve* dimodelkan ke dalam *software* yang nantinya akan dihitung oleh solver sehingga membentuk hasil visual dari bentuk aliran fluida yang terjadi.

3.8. Running Solver

Running menggunakan Aliran turbulence K- ϵ yang paling umum digunakan untuk memodelkan aliran turbulence. Metode ini dipilih karena dapat menunjukkan *contour* dari beberapa *properties* fluida dan dapat menunjukkan perubahan karakteristik fluida pada *plane*.

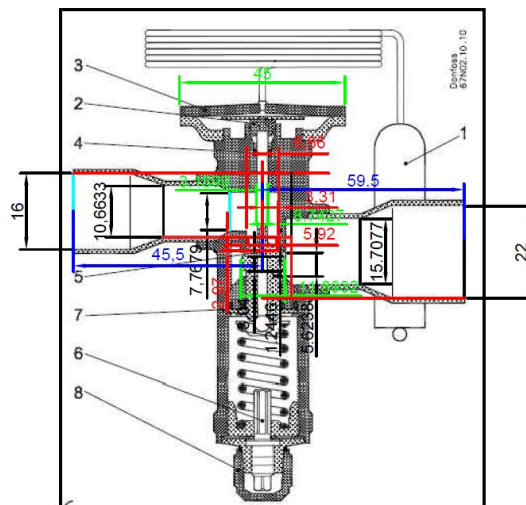
3.9. Analisa dan Pembahasan

Setelah *running software* sudah valid dan sesuai dengan visual maupun parameter pada kondisi sesungguhnya, dilakukan analisa dengan merubah variasi dari ukuran *opening* pada jarum TXV. Hasil dari perubahan variasi tersebut yang akan dianalisa dengan beberapa jurnal sehingga dapat menunjang hasil yang diinginkan.

BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

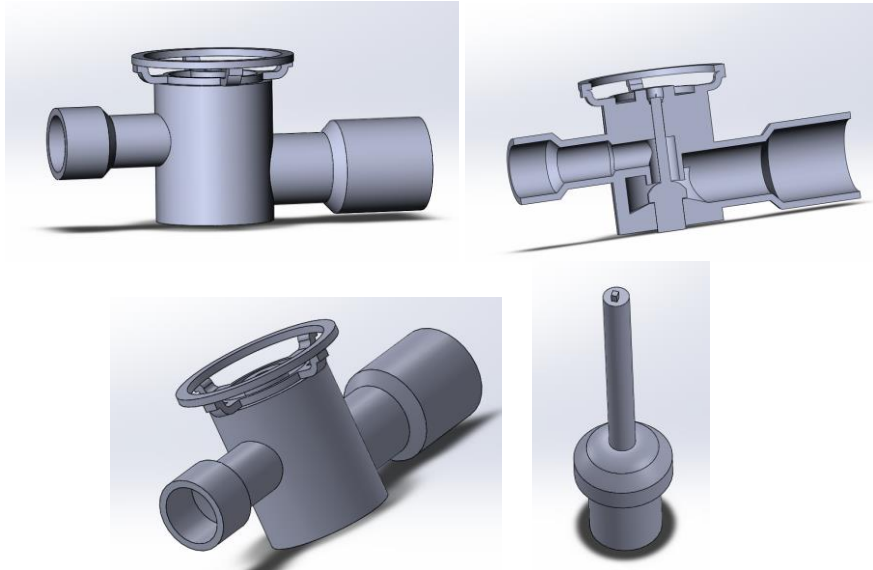
4.1 Modelling Thermostatic Expansion Valve

Metode CFD diawali dengan menggambar model geometri yang akan digunakan sebagai *path way* aliran fluida. Namun sebelum menggambar model geometri perlu diketahui data dimensi dari model yang ingin digambar. Untuk itu dalam menentukan dimensi dari model geometri TXV, penulis menggunakan data dari *technical brochure* type *TGE* Danfoss sebagai acuan menggambar model. Seperti pada umumnya *technical brochure* dari berbagai produk tidak dilengkapi dengan data yang detail. Maka dari itu penulis menggunakan sketsa dari model *TGEN 4.5 technical brochure* dan mengimpornya ke Auto CAD guna melakukan proses *scaling* untuk melengkapi data yang tidak terdapat pada *technical brochure*. Setelah melalui proses *scaling* maka didapatkan dimensi TXV sesuai dengan gambar 4.1.



Gambar 4.1 Sketsa dimensi TXV
Sumber: (Danfoss, 2019)

Penulis menggunakan gambar 4.1 sebagai sumber data dimensi untuk menggambar Thermostatic Expansion Valve. Penulis memutuskan menggunakan solidworks sebagai media untuk menggambar TXV dengan pertimbangan bahwa gambar solidworks bisa di-*export* ke file .iges yang mana merupakan file yang bisa di-*import* oleh Ansys SpaceClaim. Setelah mengetahui dimensi dari TXV maka didapatkan sebuah model *Thermostatic Expansion Valve* seperti pada gambar 4.2.



Gambar 4.2 Model TXV di Solidworks

Pada gambar 4.2 dapat dilihat bahwa penulis membagi gambar menjadi dua bagian penting yaitu *body* dan *Gate valve*. *Body* merupakan struktur luar dari TXV yang menyelubungi *path way* aliran fluida. Penulis menggunakan data dari Danfoss tipe TGEN 4.5 (lampiran) dimana memiliki diameter inlet 16 mm dan diameter outlet 22 mm. *Gate valve* merupakan bagian valve yang bergerak secara vertikal dimana akan menghasilkan celah sempit agar fluida bisa mengalir dari inlet ke outlet. Pada gambar 4.2 penulis menggambarkan *gate valve* menyerupai sketsa TXV yang berada di *technical brochure*.

4.2 Simulasi CFD (*Computational Fluid Dynamics*)



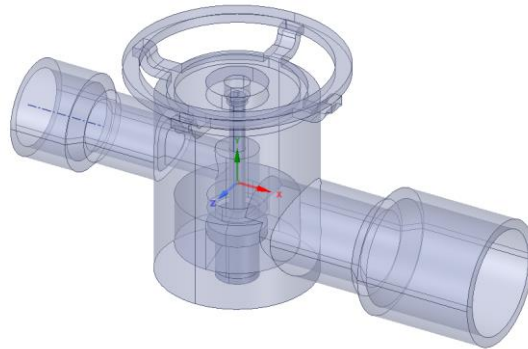
Gambar 4.3 Ansys 19.2

Sumber: <https://www.leapaust.com.au/ansys-release-19/>

Pada penelitian ini penulis bertujuan untuk menganalisa aliran fluida pada outlet TXV dengan menggunakan Simulasi CFD. Penulis menggunakan software Ansys Fluent dikarenakan fluent mampu menganalisa berbagai jenis aliran dan memiliki interface yang mudah untuk dipahami. Selain itu fluent juga mampu menampilkan tekanan, kecepatan, temperatur dan juga bentuk aliran dimana keempat hal ini merupakan tujuan penelitian ini. Dengan berbagai pertimbangan tersebut maka penulis memutuskan untuk menggunakan software Ansys fluent 19.2 *academic version* untuk mengetahui aliran pada Thermostatic Expansion Valve. Simulasi menggunakan Ansys fluent terdiri dari beberapa tahap yaitu Desain *geometry*, *Meshing*, *Setup*, *Running* dan juga *Post processing*.

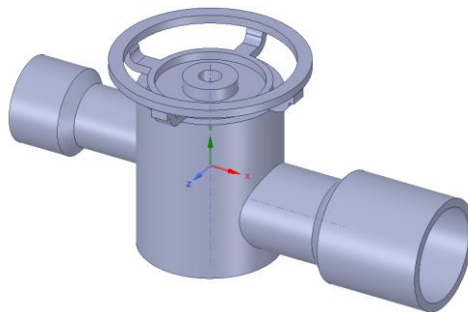
4.2.1 Geometry Setup

Ansys 19.2 meluncurkan SpaceClaim yang berfungsi sebagai geometri setup untuk menggambar model geometri. Penulis tidak menggambar model geometri di SpaceClaim melainkan meng-*import* model yang sudah digambarkan di *solidworks*. Hasil *modelling* dari *solidworks* ini disimpan dalam bentuk IGES (.iges) agar dapat di-*import* melalui SpaceClaim. Saat *import* melalui SpaceClaim model masih berbentuk transparan dan perlu dilakukan beberapa persiapan sebelum masuk ke proses *meshing*.



Gambar 4.4 Model TXV di-*import* pada SpaceClaim

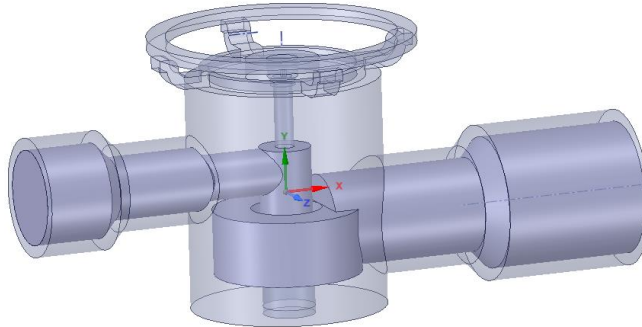
File IGES yang di-*import* ke SpaceClaim terkadang memiliki cacat atau ketidaksempurnaan seperti lubang yang dapat mengakibatkan kebocoran fluida maupun *assembly* yang tidak menyatu dengan sempurna. Untuk itu penulis menggunakan tools *Stitch* yang terdapat pada menu *Repair*. Tools *Stitch* sendiri berfungsi untuk memperbaiki *assembly* bagian model yang tidak menyatu dengan baik. Selain itu penulis juga menggunakan tools *Extra Edges* yang berfungsi untuk mendeteksi dan memperbaiki tepian ekstra dari suatu *part* model yang tidak diperlukan. Sehingga setelah proses *Repair* dilaksanakan, model terlihat seperti gambar 4.5.



Gambar 4.5 Model TXV setelah proses *Repair*

Setelah melalui proses *Repair*, maka selanjutnya adalah menentukan aliran fluida pada model. Dikarenakan pada model masih terdapat rongga, rongga ini harus diisi, dimana rongga ini akan menjadi fluida dari proses *running*. Jika tidak diisi maka akan menyebabkan *running* simulasi menjadi gagal. Untuk itu lajur fluida yang terdapat pada model harus diisi agar menjadi pejal agar *running* bisa berhasil. Penulis lalu menggunakan tools *Volume Extract* yang

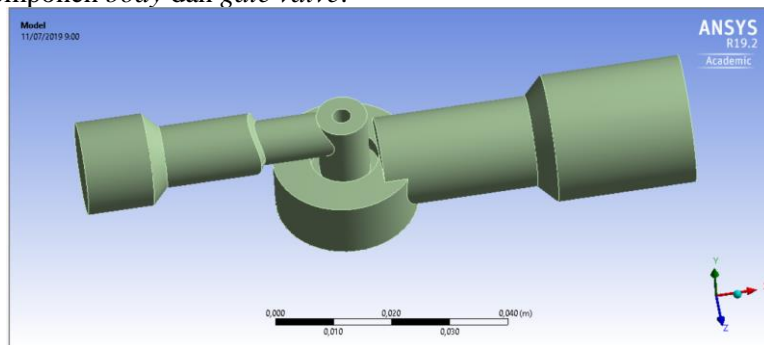
terdapat pada menu *Prepare* sehingga model seperti pada gambar 4.6 dimana semua volume *path way* sudah diisi dan dengan ini model siap untuk dilakukan proses *meshing*.



Gambar 4.6 Model TXV setelah *Volume Extract*

4.2.2 Meshing

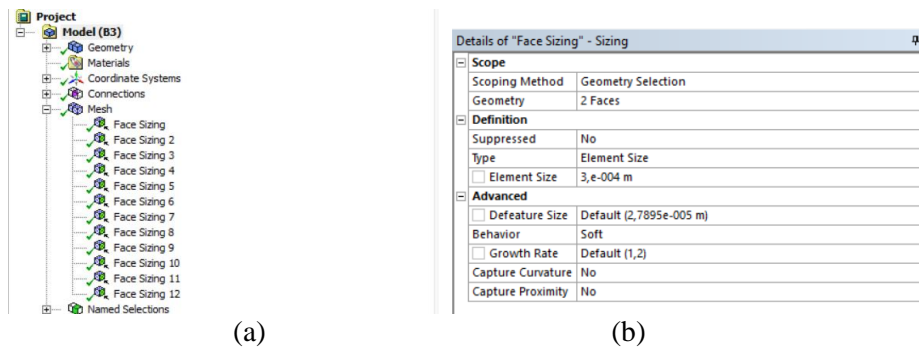
Setelah semua persiapan model selesai maka langkah selanjutnya adalah *meshing*. Proses *meshing* merupakan proses untuk mendefinisikan permukaan solid pada komponen model menjadi tersusun atas partikel-partikel kecil dimana setiap partikel memiliki kekakuan masing-masing sehingga jika diberikan beban maka beban terdistribusi secara menyeluruh. Pada geometri *meshing* model terdiri atas 3 komponen yaitu: *Body*, *Volume*, dan *gate valve*. Pada proses *meshing*, penulis hanya membutuhkan komponen *volume* sehingga komponen *body* dan *gate valve* dari model TXV di-*surpress* karna tidak dibutuhkan pada proses *running*. Pada gambar 4.7 merupakan tampilan awal model sebelum proses *meshing* dimulai dimana tidak terdapat komponen *body* dan *gate valve*.



Gambar 4.7 Model Aliran TXV pra Meshing

Selanjutnya penulis memberikan nama pada komponen model geometri yaitu *inlet*, *outlet* dan juga *gate valve*. Hal ini akan mempengaruhi proses *setup* dalam menentukan *boundary condition*. Penulis menggunakan *cutcell* sebagai *Assembling method* karna memiliki keunggulan dimana sel domain yang teratur dari pada *tetramesh* sehingga mempersingkat perhitungan dan konvergen (Yudhatama, Hidayat, & Jatimurti, 2018) . Penulis kemudian melakukan *sizing control* pada model TXV. *Sizing* bertujuan untuk menentukan kerapatan tiap partikel yang menyusun permukaan model. Penulis menentukan *element size* sebesar 0.0003 m dan membagi

proses *sizing* menjadi 12 bagian atau *part* dikarenakan perbedaan dimensi antara beberapa *part* model sehingga kerapatan lebih merata.



Gambar 4.8a. Jumlah *face sizing* pada model. 4.8b. Detail *sizing* 4.8c. Hasil *Meshing* pada model.

Pada gambar 4.8a terlihat jumlah 12 *face Sizing* dimana penulis membaginya agar kerapatan masing-masing komponen merata. Gambar 4.8b merupakan *element size* dari *sizing control* 0.0003 maka dapat terlihat partikel-partikel penyusun permukaan model yang cukup rapat seperti pada gambar 4.8c. Dengan jumlah *face sizing* dan kerapatan yang ditentukan penulis maka didapat jumlah *nodes* dan *elements* pada tabel 4.1

Tabel 4.1 Parameter Meshing

Assembling Method	Cutcell
Element size(m)	0,0003
Nodes	432714
Elements	394843

4.2.3 Setup

Pada langkah ini penulis menentukan *setting* untuk *running* simulasi Ansys fluent. Penulis menggunakan algoritma *pressure based* sebagai *solver* dan mengasumsikan simulasi aliran di dalam TXV bersifat *steady*. Model aliran yang digunakan adalah $K-\epsilon$ *turbulence*. Yang (Yang, Zhang, Liu, & Hu, 2011) pada simulasi aliran di dalam stop valve mengatakan bahwa model aliran $K-\epsilon$ dipilih karena alasan efisiensi dan

akurasi komputasi. *Boundary condition* kemudian diatur pada inlet (*Mass flow inlet*), dan outlet (*pressure outlet*). Untuk kondisi inlet perlu ditentukan nilai dari *flowrate* fluida. Penulis menentukan besar *flowrate* sebesar 1.15234 kg/s yang didapat dari *technical brochure* (Perhitungan di bab 4.3). Penulis memilih *working fluid* R-134a dikarenakan refrigeran jenis ini biasa digunakan pada sistem refrigerasi pada umumnya.

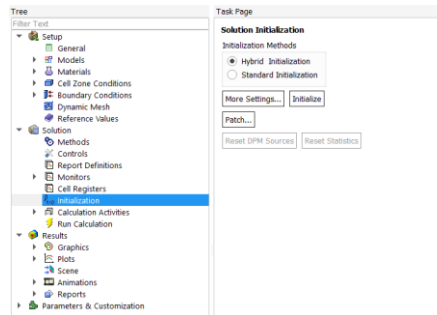
Tabel 4.2 Parameter Setup Simulasi

<i>General</i>	<i>Solver</i>	<i>Pressure- based</i>
	<i>time</i>	<i>Steady</i>
<i>Models</i>	<i>Energy Equation</i>	<i>ON</i>
	<i>Viscious</i>	<i>K-ε</i>
<i>Material</i>	<i>Fluid</i>	<i>R-134a</i>
	<i>Solid</i>	<i>Aluminium</i>
<i>Boundary Condition</i>	<i>Inlet</i>	<i>Mass flow inlet (1.15234 kg/s)</i>
	<i>Wall</i>	<i>Wall</i>
	<i>Outlet</i>	<i>Pressure Outlet</i>
<i>Methods</i>	<i>Coupled</i>	<i>Second Order</i>

Setelah menentukan material yang akan dipakai, maka selanjutnya menentukan *solution methods* yang digunakan untuk menghitung simulasi. Pada tahap ini akan dilakukan proses perhitungan terhadap model yang sudah di *meshing*. Penulis memilih metode *coupled* dikarenakan metode ini memberikan beberapa kelebihan jika menggunakan algoritma *pressure based*. Metode *coupled* dengan Algoritma *pressure based* memberikan hasil yang mengimplementasikan aliran *single phase* yang lebih kuat dan efisien pada aliran fluida *steady* (Ansys Fluent: Choosing the Pressure-Velocity Coupling Method, 2019). Data setup pada simulasi ini dapat dilihat pada tabel 4.2.

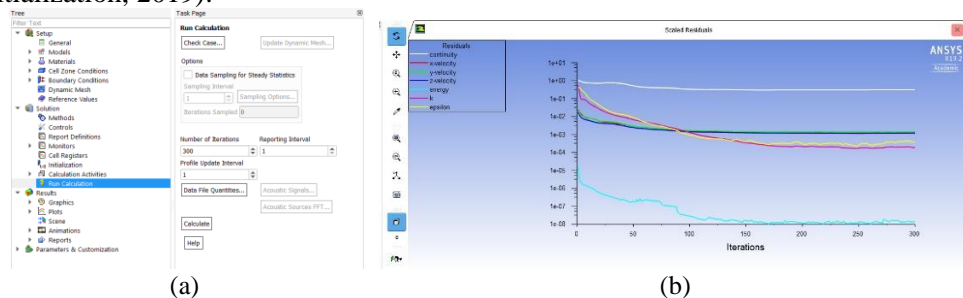
4.2.4 Running

Langkah ini merupakan proses *solver* menghitung semua data input di model geometri sehingga akan didapat nilai-nilai dari variabel yang ingin dicari. Pada simulasi ini penulis bermaksud menganalisa tekanan, kecepatan, temperatur dan juga bentuk aliran dari fluida yang mengalir di dalam TXV. Sebelum proses *running* dapat dijalankan, simulasi harus di-*initilization* terlebih dahulu. Pada tahap ini kita harus memberikan software fluent semacam “tebakan awal” untuk *solution flow field* sehingga memungkinkannya tercapai solusi akhir yang diinginkan.



Gambar 4.9 Solution Initialization task page

Terdapat dua metode pada *solution initialization* yakni *hybrid initialization* dan *standar initialization* seperti pada gambar 4.9. Dalam simulasi model TXV, Penulis memilih *hybrid initialization* sebagai metode *initialization*. *Hybrid initialization* adalah kumpulan formula dan metode interpolasi *boundary* yang menjabarkan persamaan laplace untuk menghasilkan medan kecepatan yang sesuai dengan geometri domain yang kompleks dan bidang tekanan yang menghubungkan nilai tekanan tinggi dan rendah dalam domain komputasi secara lancar (Hybrid Initialization, 2019).



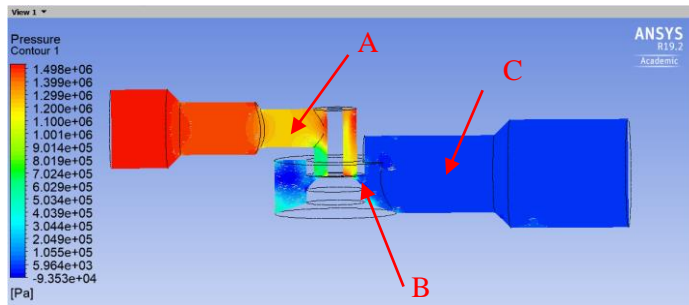
Gambar 4.10(a) Run Calculation task page 4.10 (b) Residual Simulasi

Setelah proses *initialization* selesai penulis mengklik tool *check case* seperti pada gambar 4.10a yang berupa fasilitas dari fluent dimana software akan memberi rekomendasi atau peringatan jika *setup* user tidak memungkinkan terjadinya simulasi yang konvergen. Jika tidak ada rekomendasi ataupun peringatan maka user bisa langsung menentukan jumlah iterasi yang ingin dilakukan. Pada simulasi ini penulis melakukan iterasi sebanyak 300 lalu klik tool *calculate* untuk memulai simulasi aliran di dalam TXV. Gambar 4.10b merupakan grafik residual setelah proses *running* selesai.

4.2.5 Post Processing

Setelah melewati proses *running*, penulis ingin menganalisa nilai dari output yang ingin dicari sesuai dengan tujuan penelitian yaitu tekanan, kecepatan, temperatur dan juga bentuk aliran. Nilai dari output tersebut dapat dilihat pada CFD-Post yang bisa menampilkan nilai output yang dicari dengan *view contour*, *streamline* ataupun *vector* yang memudahkan user dalam menganalisa aliran fluida. Selain itu CFD-Post juga bisa memiliki *probe* yang bisa menampilkan nilai tekanan, kecepatan, temperatur, densitas pada suatu titik yang sangat membantu analisa penulis.

4.2.5.1 Tekanan



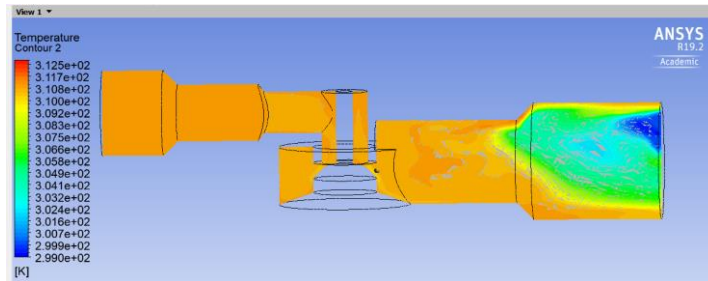
Gambar 4.11 *Contour pressure Opening 100%*

Pada gambar 4.11 merupakan *contour pressure* pada bidang 2D (*plane*) aliran fluida variasi *opening* 100% model TXV. Penulis menentukan plane dengan kordinat $Z=0$ atau dimana merupakan titik tengah TXV. Penulis kemudian menetapkan tiga titik yakni titik A, B, dan C untuk memudahkan analisa Terlihat pada gambar bahwa aliran pada inlet memiliki tekanan terbesar pada 1498000 Pascal. Tekanan mengalami penurunan secara konstan hingga sampai di titik A yang terletak pada *sudden contraction* sebelum aliran menghantam *gate valve*. Pada titik A tekanan mengalami penurunan dari inlet hingga 1204140 pascal. Setelah melewati titik A, aliran menuju celah sempit *gate valve* atau dimana penulis menamakan titik B. Pada titik B terjadi penurunan tekanan secara signifikan hingga pada tekanan 299702 pascal. Setelah aliran melewati celah sempit dan terjadi *sudden expansion* menuju titik C dimana memiliki tekanan sebesar 22244 pascal. tekanan kemudian mengalami penurunan hingga 10306 pascal di outlet. Grafik 4.1 menggambarkan skema dari perubahan tekanan pada *opening* 10.



Grafik 4.1 Tekanan pada *Opening* 10

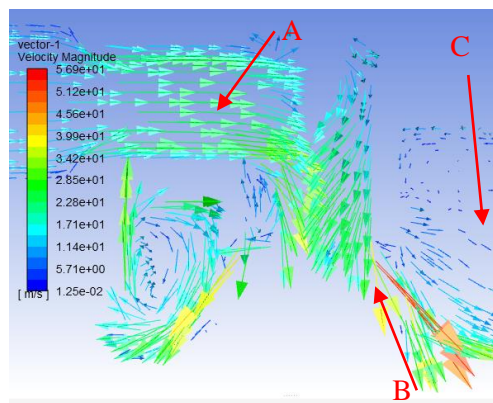
4.2.5.2 Temperature



Gambar 4.12 *Contour Temperature Opening 100%*

Gambar 4.12 merupakan *contour view* dari temperatur aliran di dalam TXV pada plane 2D dengan kordinat $Z=0$. Terlihat pada gambar dimana temperature di *inlet* sebesar 311 K atau 38 C yang merupakan nilai input disesuaikan dari *technical brochure*. Pada *outlet* TXV terlihat penurunan Temperature hingga 299 K atau 26 C dimana seharusnya temperature refrigeran di evaporator sebesar 288 K atau 15 C. Hal ini dikarenakan keterbatasan data baik dari data *technical brochure* maupun data material refrigeran yang dipakai dari NIST. Selain itu, secara ideal seharusnya temperatur sudah mulai mengalami penurunan sejak aliran melewati *gate valve*, namun pada hasil simulasi terlihat temperatur turun setelah *sudden expansion* di dekat outlet.

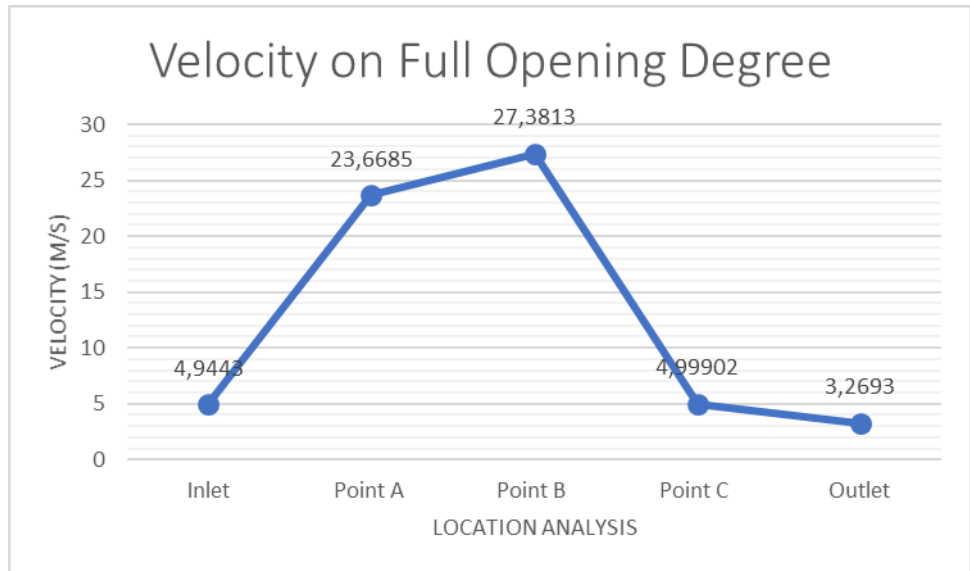
4.2.5.3 Kecepatan



Gambar 4.13 *Vector view* kecepatan pada *Opening 100%*

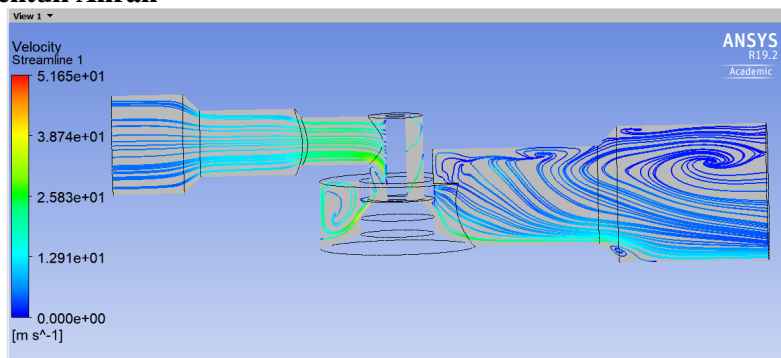
Gambar 4.13 merupakan *vector view* dari *opening 100%* pada plane kordinat $Z=0$. Terlihat pada inlet kecepatan awal fluida sebesar 4,9443 m/s. Terjadi kenaikan yang konstan di sepanjang aliran sebanding dengan semakin kecilnya luas penampang aliran hingga titik A dimana kecepatan aliran mencapai mencapai 23,6685 m/s sebelum menabrak *gate valve*. Jika dibandingkan dengan tekanan yang secara konstan menurun hingga *gate valve*, kecepatan justru semakin meningkat. Hal ini merupakan prinsip dasar hukum Bernoulli dimana kenaikan kecepatan fluida akan menyebabkan penurunan pada tekanan fluida. Pada titik B yang terletak di saat aliran melewati *gate*

valve kecepatan mencapai nilai tertinggi yakni 27,3813 m/s. Pada titik C dimana aliran mengalami *sudden expansion* kecepatan fluida mengalami penurunan hingga 4,99902 m/s. Pada outlet TXV kecepatan fluida kembali turun hingga 3,2693 m/s. Untuk lebih jelasnya grafik 4.1 merangkum berbagai perubahan kecepatan pada *opening* 100%.



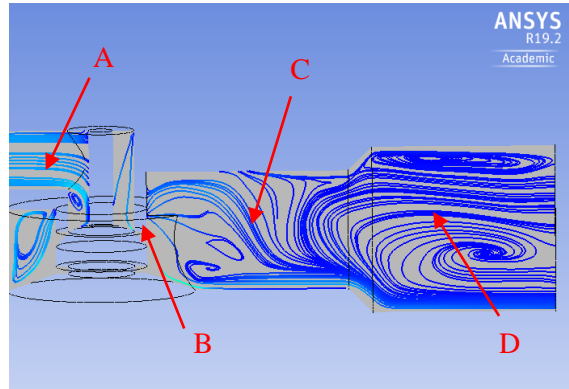
Grafik 4.1 Kecepatan Aliran pada *Opening* 100%

4.2.5.4 Bentuk Aliran



Gambar 4.14 *Streamline view* aliran di *Opening* 100%

Gambar 4.14 merupakan *streamline view* dari aliran refrigeran di dalam TXV. Aliran pada *inlet* cenderung terlihat *laminar* sebelum melewati *gate valve*. Setelah melewati *gate valve* aliran menjadi *turbulence* di beberapa titik. Maka dari itu untuk mengetahui suatu aliran *turbulence* atau *laminar* dengan pasti, maka penulis menghitung *Reynold number* dari aliran di beberapa titik.



Gambar 4.15 *Streamline view Opening 20%*

Gambar 4.15 merupakan streamline view dari *opening 20%*. Penulis menetapkan empat titik yaitu titik A, B, C dan D. Titik A berada pada *sudden contraction* sebelum aliran menabarak gate valve. Diketahui bahwa kecepatan aliran mengalami peningkatan kecepatan pada titik A hingga 21,63 m/s. Titik B terletak di celah sempit gate valve dimana kecepatan aliran sangat tinggi mencapai 52,77 m/s. Titik C terletak pada *sudden expansion* setelah aliran melewati celah sempit dengan kecepatan aliran 7,21 m/s. Titik D terletak pada *sudden expansion* di dekat outlet dengan kecepatan terendah yakni 2,69 m/s. Pada keempat titik tersebut dapat diketahui data kecepatan, *density*, *viscosity* dan juga diameter pipa untuk menghitung nilai dari Reynold number. Data yang dibutuhkan untuk menghitung Reynold number dapat dilihat pada tabel 4.3. Pada tabel 4.3. nilai viskositas didapat dari tabel ashrae berdasarkan temperatur refrigeran. (Ashrae Handbook Fundamentals, 2017)

Tabel 4.3 Data *thermodynamic properties* aliran pada *Opening 20%*

<i>Opening 2</i>	Titik A	Titik B	Titik C	Titik D
Velocity (m/s)	21,6325	52,7711	7,2178	2,69954
Diameter (m)	0,00767	0,00026784	0,0157	0,022
Viscosity(Ns/m ²)	0,0001677	0,0001677	0,0001677	0,0001905
Density (Kg/m ³)	1155,1	1156,98	1146,92	1190,94

Rumus Reynold number yang digunakan penulis:

$$Re = \frac{\rho u d_h}{\mu}$$

Re: Reynold Number

ρ : Density (kg/m³)

u : Velocity (m/s)

d_h : Diameter pipa (m)

μ : Dynamic Viscosity

Maka Reynold number pada titik A:

$$Re = \frac{\rho u d_h}{\mu}$$

$$Re = \frac{1155,1 \times 21,6325 \times 0,00767}{0.0001676}$$

$$Re = 1142848,33$$

Berdasarkan hasil perhitungan, Penulis kemudian menghitung pada ketiga titik dan menentukan aliran dari tiap titik. Data aliran dapat dilihat pada tabel 4.4 dimana diketahui bahwa titik A yang terlihat laminar ternyata memiliki bilangan Reynold sebesar 1142848,33. Dengan bilangan Reynold sebesar itu maka dapat dinyatakan bahwa titik A memiliki bentuk aliran *turbulence*.

Tabel 4.4 Reynold number pada tiga titik *Opening* 20%

<i>Opening</i> 2	Titik A	Titik B	Titik C	Titik D
Reynold number	1142848,33	97513,42	775005,10	371284,95
Bentuk aliran	Turbulence	Turbulence	Turbulence	Turbulence

4.3 Validasi

4.3.1 Perhitungan *Flowrate*

Berdasarkan *technical brochure* diketahui bahwa *capacity* dari model Danfoss (Danfoss, 2019) adalah sebesar 17 KW, maka kita dapat mencari *flowrate* dari sistem dengan rumus:

$$Q = \dot{m} \times C_p \times \Delta T \quad \text{Eq (7)}$$

Q= Capacity (KW)

\dot{m} = Flowrate (Kg/s)

C_p = Specific Heat (Kj/Kg.K)

ΔT = $T_{\text{condenser}} - T_{\text{Evaporator}}$ (K)

Diketahui data:

Q= 17 KW (Danfoss, 2019)

C_p = 0.8678 Kj/Kg.K (DuPont Suva Thermodynamic properties HFC 134a, 2004)

$T_{\text{liquid}} = 37 \text{ C} = 310 \text{ K}$ (Danfoss, 2019)

$T_{\text{Evaporator}} = 20 \text{ C} = 293 \text{ K}$ (asumsi)

Maka :

$$Q = \dot{m} \times C_p \times \Delta T$$

$$\dot{m} = \frac{Q}{C_p \times \Delta T}$$

$$\dot{m} = \frac{17}{0.8678 \times (37 - 20)}$$

$$\dot{m} = 1.15234 \text{ kg/s}$$

4.3.2 *Pressure Drop pada Sudden Contraction*

$$\Delta P = \frac{G^2}{2\rho l} \left[\left(\frac{1}{C_c} - 1 \right)^2 + (1 - R)^2 \right] \left[1 + \left(\frac{\rho l - \rho v}{\rho v} \right) x \right] \quad \text{Eq (6)}$$

ΔP : Perbedaan Tekanan (Pascal)

G : Mass flux, $(G_{\text{inf}} + G_{\text{sup}})/2$ (Kg/m²s)

ρl : Massa jenis fluida cair (Kg/m³)

$$C_c = 0.544R^3 - 0.242R^2 + 0.111R + 0.585$$

R : Ratio = $A_{\text{kecil}}/A_{\text{Besar}}$

A : Luas Penampang (m^2)

X=0, fase liquid

Diketahui data:

G₁: 42151,49 (Kg/m^2s)

G₂: 22154,6 (Kg/m^2s)

G: 32153,04337 (Kg/m^2s)

ρ_l : 1158.6 (Kg/m^3) (DuPont Suva Thermodynamic properties HFC 134a, 2004)

C_c: 0,655475

A₁: 2,73381E-05 m^2

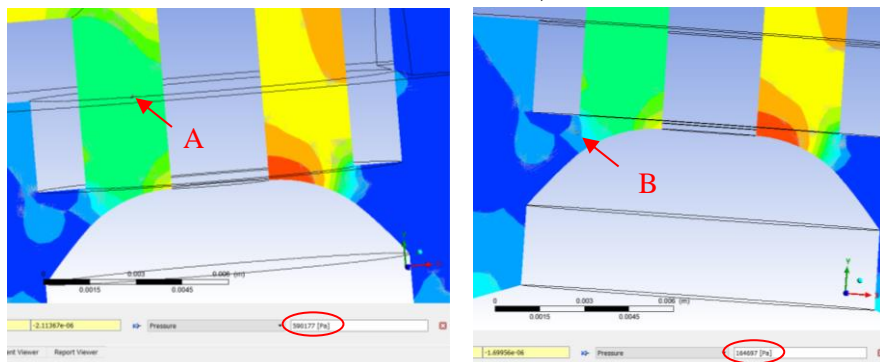
A₂: 5,20136E-05 m^2

R: 0,525594661

Maka:

$$\Delta P = \frac{32153,04337^2}{2 \times 1158.6} \left[\left(\frac{1}{0,655475} - 1 \right)^2 + (1 - 0,525594661)^2 \right]$$

$$\Delta P = 446157,7 \text{ Pascal}$$



Gambar 4.16 Nilai Tekanan di titik A dan titik B

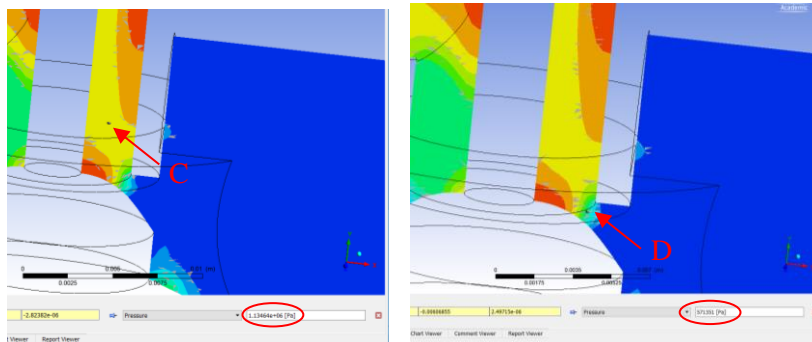
Model geometri penulis memiliki *sudden contraction* dari titik A ke titik B seperti pada gambar 4.16. Maka dari itu untuk menentukan bahwa simulasi yang di gunakan oleh penulis sudah valid, maka penulis menggunakan persamaan rumus (2). Pada titik A, tekanan fluida terjadi sebesar 590177 Pascal. Pada titik B tekanan fluida sebesar 164697 Pascal. Maka:

$$\Delta P = P_A - P_B$$

$$\Delta P = 590177 - 164197$$

$$\Delta P = 425480 \text{ Pascal}$$

Jika di dibandingkan dengan hasil dari rumus persamaan (2), maka terjadi selisih sebesar 20677 Pascal atau sebesar 4,63 %.



Gambar 4.17 Nilai tekanan pada titik C dan D

Penulis juga membandingkan tekanan pada titik C dan D dimana titik C memiliki tekanan yang lebih tinggi dibandingkan titik A yakni sebesar 1134640 Pascal. Pada titik D tekanan fluida sebesar 571351 Pascal. Maka:

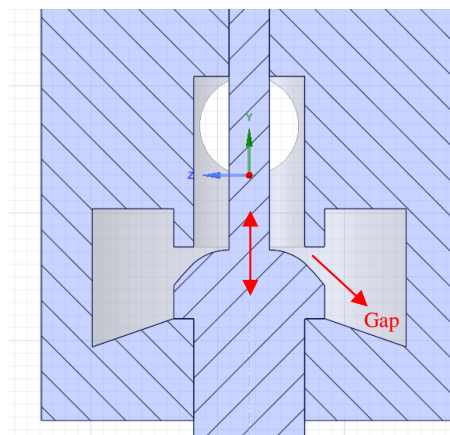
$$\Delta P = P_C - P_D$$

$$\Delta P = 1134640 - 571351$$

$$\Delta P = 563289$$

Jika dibandingkan dengan hasil dari rumus persamaan (2), maka terjadi selisih sebesar 117131 Pascal atau sebesar 26,25 %.

4.4 Variasi *Opening*



Gambar 4.18 Celah atau *gap opening degree* TXV

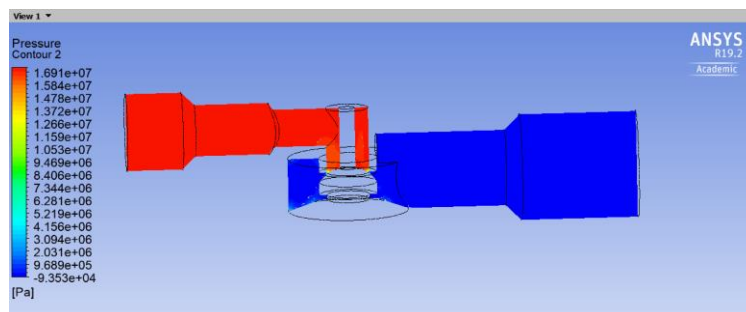
Gate valve dari TXV bergerak secara vertikal tergantung dari *cooling load* pada evaporator seperti gambar 4.18. *Gate valve* akan menyesuaikan kebutuhan refrigeran, jika beban *cooling load* besar, maka *gap gate valve* akan membuka semakin besar, namun jika *cooling load* kecil maka celah atau *gap opening gate valve* akan mengecil. Pada simulasi ini penulis mengkondisikan berbagai kondisi diatas dengan membuat

variasi *opening* pada *gate valve* sebanyak lima *opening* mulai dari *opening* 20%, 40%, 60%, 80%, dan 100%. Tabel 4.5 merupakan besar celah dari tiap variasi *opening*.

Tabel 4.5 Besar celah *Opening Gate Valve*

<i>Opening</i> (%)	Celah (mm)
20	0,26784
40	0,53568
60	0,80352
80	1,07136
100	1,3392

4.4.1 Tekanan



Gambar 4.19 Contour view tekanan di *Opening* 20%

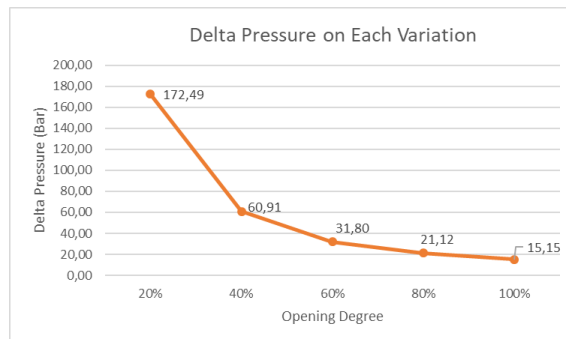
Pada penelitian ini penulis melakukan simulasi dengan variable *opening degree* atau *opening degree* dari *gate valve* TXV. Tabel 4.6 menunjukkan data Tekanan di inlet dan outlet geometri TXV. Berdasarkan hasil simulasi, semakin besar *opening degree* maka semakin kecil tekanan pada inlet TXV. Tekanan inlet terbesar terjadi pada *Opening* 20% dengan nilai 17.263.500 pascal. Sementara tekanan inlet terkecil terdapat pada *opening* 100% dengan nilai 1.525.083 pascal. Pada outlet valve terlihat nilai tekanan yang semakin menurun dari *opening* 20% hingga *opening* 60%, namun terjadi kenaikan kembali pada *opening* 80% dan *opening* 100%.

Tabel 4.6 *Delta pressure* Setiap Variasi

<i>Opening</i> (%)	P Inlet (pascal)	P outlet (pascal)	ΔP (Pascal)	ΔP (Bar)
20	17263500	14938,37	17248562	172,49
40	6103743	12461,68	6091281,3	60,91
60	3187856	8021,451	3179834,5	31,80
80	2121871	10027,98	2111843	21,12
100	1525083	10306,28	1514776,7	15,15

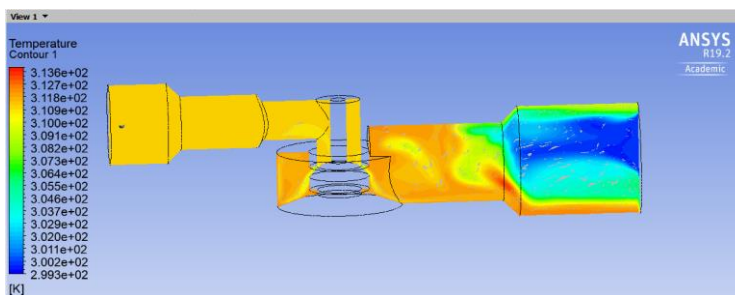
Grafik 4.2 menunjukkan penurunan pada perbedaan tekanan setiap variasi *opening degree*. Semakin besar *opening degree*, semakin kecil perbedaan tekanan yang terjadi. Hal ini disebabkan karena semakin tingginya tekanan di inlet yang berbanding terbalik

dengan jumlah *opening degree* sementara itu tekanan di outlet cenderung tidak jauh berbeda antara variasi *opening* pada rentang 8021,45 hingga 14938,37 pascal.



Grafik 4.2 Delta *Pressure* setiap variasi

4.4.2 Temperatur



Gambar 4.20 Contour view temperatur *Opening* 20%

Pada gambar 4.20 merupakan *contour view* temperatur *opening* 20%. Berdasarkan tabel 4.7 setiap *opening* memiliki temperatur yang sama sebesar 311 K sesuai dengan *setup* pada saat *running* simulasi. Pada outlet terlihat penurunan temperatur menjadi 300 K. Penurunan temperatur sebesar 11 derajat Kelvin sesuai dengan fungsi dari TXV itu sendiri. Secara ideal, temperatur refrigeran di evaporator seharusnya sebesar 277 K, namun pada simulasi ini setiap *opening degree* hanya mampu menurunkan temperatur hingga 300 K atau 27 C.

Tabel 4.7 Temperatur Setiap Variasi

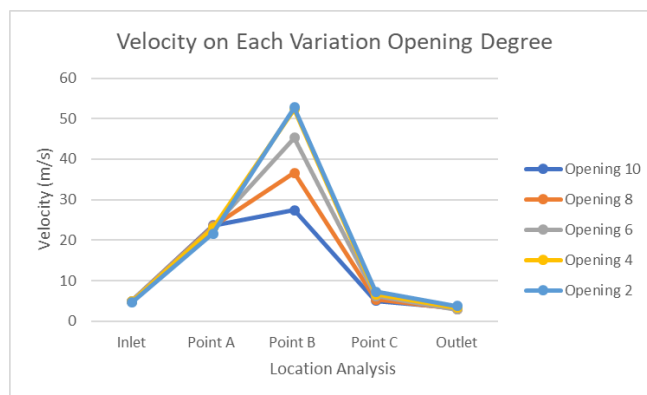
<i>Opening degree</i> (%)	Temperatur Inlet (K)	Temperatur outlet (K)
20	311	300
40	311	300
60	311	300
80	311	300
100	311	300

4.4.3 Kecepatan

Tabel 4.8 Kecepatan pada Setiap Variasi

Opening (%)	V Inlet (m/s)	V titik A (m/s)	V titik B (m/s)	V titik C (m/s)	V Outlet (m/s)
20	4,611586	21,6325	52,7711	7,3196	3,758792
40	4,817541	23,056	52,3799	6,65934	3,329965
60	4,893576	23,2163	45,3263	6,25281	2,893919
80	4,9254	23,4042	36,6141	5,39509	3,014049
100	4,9443	23,6685	27,3813	4,99902	3,2693

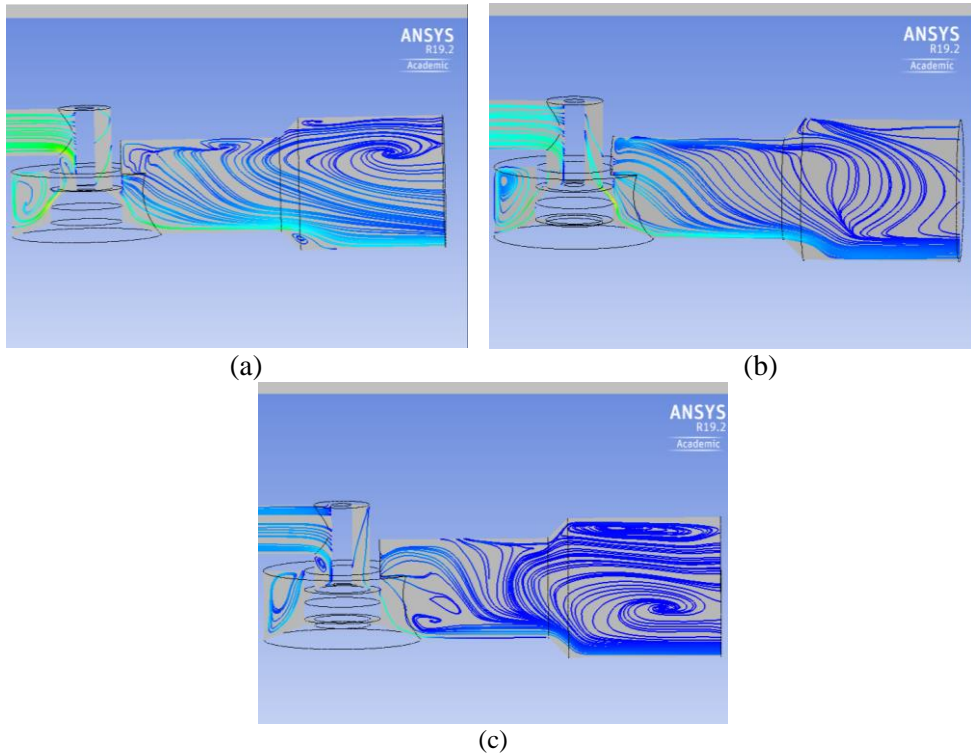
Terlihat pada tabel 4.8 terlihat bahwa kecepatan di inlet mengalami kenaikan sebanding dengan *opening degree*. Pada titik A dapat dilihat terjadi kenaikan kecepatan sebanding dengan *opening degree*. Pada titik B yang mana merupakan celah sempit setiap *valve* terjadi penurunan kecepatan yang berbanding terbalik dengan besar *opening degree*. Hal yang sama juga berlaku untuk kecepatan di titik C dimana kecepatan semakin menurun seiring besarnya *opening degree*. Pada outlet dapat dilihat terjadi penurunan kecepatan dari *opening* 20% hingga *opening* 60% namun pada *opening* 80% dan 100% mengalami peningkatan kecepatan yang tidak signifikan.



Grafik 4.3 Grafik kecepatan pada setiap variasi *Opening*

4.4.4 Bentuk Aliran

Jika dilihat dari gambar 4.21 maka bisa terlihat bahwa aliran *turbulence* di *opening* 20% dan 100% dinilai dari bentuk alirannya lebih *turbulence* dari *opening* 60%. Jika diamati pada semua *opening degree* (lampiran), maka *opening* 20% dan 40% cenderung lebih *turbulence* dibandingkan *opening* lainnya. Untuk mengetahui dengan pasti bentuk aliran di outlet di setiap variasi, maka penulis menghitung nilai Reynold number dari tiap variasi *opening degree*. Data nilai Reynold number dan bentuk aliran di sepanjang outlet setiap variasi bisa dilihat di tabel 4.9.



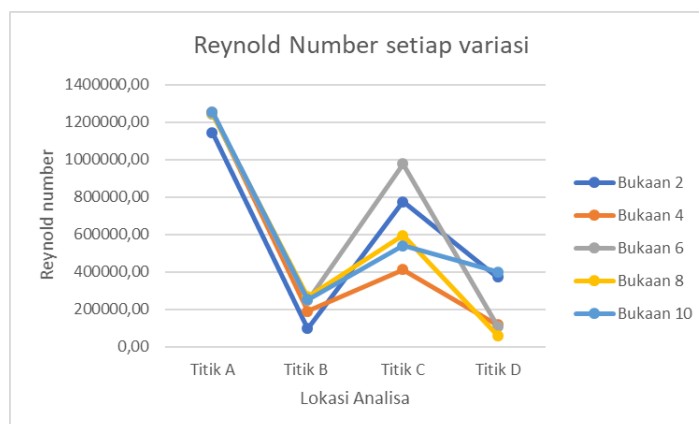
Gambar 4.21 (a) Streamline view *Opening* 100%, (b) Streamline view *Opening* 60%, (c) Streamline view *Opening* 20%

Tabel 4.9 Bilangan Reynold di Tiap Variasi

Lokasi Analisis		Bilangan Reynold	Bentuk Aliran
<i>Opening</i> 20%	Titik A	1142848,33	Turbulence
	Titik B	97513,42	Turbulence
	Titik C	775005,10	Turbulence
	Titik D	371284,9537	Turbulence
<i>Opening</i> 40%	Titik A	1255170,43	Turbulence
	Titik B	188816,1066	Turbulence
	Titik C	411678,9351	Turbulence
	Titik D	118030,8919	Turbulence
<i>Opening</i> 60%	Titik A	1244072,791	Turbulence
	Titik B	247297,7257	Turbulence
	Titik C	977685,293	Turbulence
	Titik D	109210,779	Turbulence
<i>Opening</i> 80%	Titik A	1245931,477	Turbulence
	Titik B	266017,8288	Turbulence

Lokasi Analisis		Bilangan Reynold	Bentuk Aliran
	Titik C	593704,1017	Turbulence
	Titik D	58704,15847	Turbulence
<i>Opening</i> 100%	Titik A	1255076,1547	Turbulence
	Titik B	252008,3392	Turbulence
	Titik C	538719,0376	Turbulence
	Titik D	400387,4002	Turbulence

Pada tabel 4.9 terdapat data dari empat titik setiap *opening degree* yakni titik A, B, C, D. Semua titik disamakan lokasi untuk setiap variasi *opening*. Untuk mengetahui lebih jelas titik A, B, C dan D penulis mencantumkan gambar beserta lokasi di lampiran. Berdasarkan tabel 4.8 diketahui semua titik A memiliki bentuk aliran turbulence. Hal ini disebabkan tingginya kecepatan fluida saat mengalami penyempitan atau *Sudden contraction*. Untuk titik B pada setiap variasi memiliki bentuk aliran turbulence. Hal ini disebabkan karna kecepatan fluida sangat tinggi yang disebabkan oleh aliran fluida yang melewati celah sempit *gate valve*. Pada titik C dan D dimana aliran mengalami *sudden expansion* setelah melewati celah sempit *gate valve* diketahui bahwa pada semua variasi titik C dan D mengalami bentuk aliran turbulence. Hal ini disebabkan oleh viskositas yang sangat kecil dari refrigerant r-134a sehingga hasil perhitungan Reynold number menjadi sangat besar.



Grafik 4.4 Reynold number setiap variasi

Grafik 4.4 memperlihatkan hasil perhitungan Reynold number pada setiap variasi *opening degree*. Terlihat pada grafik bahwa bilangan Reynold tertinggi berada pada titik A dimana kecepatan fluida meningkat akibat *sudden contraction*. Pada titik B dimana kecepatan fluida berada pada puncaknya namun dikarenakan diameter pipa yang sangat kecil membuat hasil perhitungan Reynold number tidak sebesar di titik A. Pada titik C dimana kecepatan fluida pada rentang 3,81 m/s sampai dengan 9,08 m/s menghasilkan angka Reynold number yang tinggi. Pada titik D dimana kecepatan fluida pada rentang 0,42 m/s hingga 2,6 m/s menghasilkan perhitungan Reynold number yang lebih kecil dibandingkan titik C.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil Analisa Karakteristik aliran fluida pada Thermostatic Expansion Valve yang dimodelkan dari tipe TGEN 4.5 Danfoss dengan inlet 16mm dan outlet 22 mm menggunakan metode simulasi CFD dengan R134a sebagai *working fluid*, maka dapat disimpulkan sebagai berikut:

1. Bentuk aliran pada *outlet* TXV dipengaruhi oleh *opening degree* yang mempengaruhi kecepatan fluida. Kecepatan fluida yang tinggi menyebabkan ke-empat titik yang ditentukan oleh penulis pada setiap variasi memiliki bentuk aliran turbulence.
2. Hasil analisa karakteristik refrigerant R134a di dalam TXV menggunakan simulasi CFD sebagai berikut
 - a) Tekanan pada outlet mengalami penurunan yang signifikan setelah melalui gate valve. Perbedaan tekanan antara inlet dan outlet berbanding terbalik dengan besarnya *opening degree*. Perbedaan tekanan terbesar terdapat pada *opening* 20% sedangkan perbedaan tekanan terkecil terdapat pada *opening* 100%.
 - b) Temperatur pada outlet semua variasi turun hingga 300 K atau sebesar 11 K dari temperatur inlet yaitu 311K, dengan lokasi penurunan temperatur berada di *sudden expansion area* outlet.
 - c) Kecepatan pada inlet berbanding lurus dengan besar *opening degree*. Kecepatan pada outlet semakin turun sebanding dengan *opening degree* hingga *opening* 60% namun mengalami kenaikan yang tidak signifikan pada *opening* 80% dan 100%.

5.2 Saran

Untuk menyempurnakan penelitian ini maka terdapat beberapa saran yang dapat dilakukan pada penelitian selanjutnya, antara lain:

1. Penelitian selanjutnya sebaiknya sudah memiliki 2 database refrigerant (fase cair dan gas) sehingga memungkinkan Analisa *multiphase*.
2. Membeli alat Thermostatic Expansion Valve sehingga dapat dilakukan pengukuran langsung agar data dimensi lebih akurat jika digabungkan dengan data *technical brochure*.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR PUSTAKA

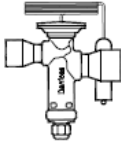
- Ansys Fluent: Choosing the Pressure-Velocity Coupling Method.* (2019, July 12). Retrieved from sharcnnet.ca: <https://www.sharcnet.ca/Software/Fluent6/html/ug/node1021.htm>
- Ashrae Handbook Fundamentals.* (2017). ASHRAE HANDBOOK COMMITTEE.
- Aziz, A. (2013). Komparasi Katup Ekspansi Termostatik dan Pipa Kapiler terhadap Temperatur dan Tekanan Mesin Pendingin.
- Badrawada, I. G. (2008). Koefisien Rugi-rugi Sudden Expansion pada Aliran Fluida Cair. *Jurnal Teknik Mesin.*
- Borges, J., Laurencu, M., Padilla, E., & Micallef, C. (2018, July 30). Immersed Boundary Method Application as a Way to Deal with the Three-Dimensional Sudden Contraction. Retrieved from MDPI: <https://www.mdpi.com/2079-3197/6/3/50>
- Danfoss. (2019, Januari 23). *Thermostatic Expansion Valve.* Retrieved from <https://www.danfoss.com/en/products/valves/dcs/thermostatic-expansion-valves/#tab-overview>
- Dehkordi, P., Azdarpour, A., & Mohammadian, E. (2018). The hydrodynamic behavior of high viscousoil-water flow through horizontal pipe undergoingsudden expansion—CFD study and experimenta lvalidation. *Chemical Engineering Research and Design.*
- DuPont Suva Thermodynamic properties HFC 134a.* (2004). Retrieved from Chemours.com: https://www.chemours.com/Refrigerants/en_US/assets/downloads/h47752_hfc_134a_thermo_prop_si.pdf
- Fahris, M., Utomo, T., & Syaiful. (2014). Pengaruh Tekanan Boiler dan Variasi Panjang Throat terhadap Performa Steam Ejector. *Jurnal Simetris*, 57-65.
- Gas Servei. (2019, January 27). *Technical Data Sheet.* Retrieved from Gasservei: <https://www.gas-servei.com/images/Technical-data-sheet-R134a-ENGLISH.pdf>
- Hybrid Initialization.* (2019, July 12). Retrieved from sharcnnet.ca: https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/16.2.3/en-us/help/flu_th/flu_th_sec_hybrid_initialization.html
- Irama, R. (2018). Analisa Unjuk Kerja Modifikasi Dispenser Menjadi Air Conditioning (AC) Portable yang Menggunakan Freon R-134a berdasarkan Pada Variasi Putaran Kipas pada Evaporator terhadap Suhu Pendinginan Ruangan. *Journal Teknik Mesin.*
- Majanasastra, R. b. (2015). Analisa Kinerja Mesin Pendingin Kompresi Uap Menggunakan FE36 sebagai alternatif pengganti R-22. *Journal Ilmiah Teknik Mesin.*
- Mubarok, C. A. (2018). *Simulasi Difusi Underwater Oil Pipeline Leak Metode Multiphase CFD.* Surabaya: ITS.
- Nagesh, P., & Sharma, P. (2014). A Review Report on "CFD Analysis of Fluid Flow in A Capillary Tube Using Various Refrigerant". *INTERNATIONAL JOURNAL OF RESEARCH IN AERONAUTICAL AND MECHANICAL*, 29-35.
- Najamudin. (2014). Mesin Pendingin (Refrigerator) Merupakan Suatu Rangkaian Mesin yang Mampu Bekerja Untuk Menghasilkan Suhu atau Temperatur Dingin.

- Ndiaye, D., & Bernier, M. (2009). Modelling the bleed port of a thermostatic expansion valve. *International Journal of Refrigeration* 32, 826-836.
- No Name. (2019, Februari 11). <http://www.gas2010.com>. Retrieved from BOC: http://www.gas2010.com/pdfs/r134a_pressure_temp_table.pdf
- Padilla, M., Revellin, R., & Bonjour, J. (2013). Two-phase flow of HFO-1234yf, R-134a and R-410A in Sudden Contractions: Visualization, Pressure Drop Measurements and New Prediction Method. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 186-205.
- Priyadi. (2018). *Analisa Pengaruh Variasi Diameter dan Laju Aliran Air Pipa Discharge Kompresor Terhadap Kinerja Mesin Pendingin IPK*. Surabaya: Universitas 17 Agustus 1945.
- Refrigerant*. (2019, Januari 27). Retrieved from PT Polarin Xinindo: <http://polarin.co.id/refrigerant/>
- Stoecker, W., & Jones, J. (1982). *Refrigeration and Air Conditioning*. New York: McGraw-Hill.
- The Japan Refrigeration and Air Conditioning Industry Association. (2018). *World Air Conditioner Demand by Region*. Tokyo: JRAIA.
- Wahyudi, T. (2012). *Pengaruh Tekanan Refrigerant pada Heat Pipe R134a dan R22 terhadap Pengkondisian Udara*. Depok: Universitas Indonesia.
- Wibawanto, L. N., Santoso, B., & Juwana, W. E. (2016). Karakteristik Aliran Dua Fase pada Saluran Ekspansi Tiba-tiba. *Jurnal Teknik Mesin Indonesia*, 7-12.
- Yang, Q., Zhang, Z., Liu, M., & Hu, J. (2011). Numerical Simulation of Fluid Flow inside the Valve. *Procedia Engineering*, 543-550.
- Yudhatama, I. W., Hidayat, M., & Jatimurti, W. (2018). Simulasi Computational Fluid Dynamics (CFD) Erosi Partikel Pasir dalam Aliran Fluida Gas Turbulence pada Elbow Pipa Vertikal-Horizontal. *Jurnal Teknik ITS Vol 7*, 134-139.

LAMPIRAN

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

LAMPIRAN I: TECHNICAL BROCHURE DANFOSS

Ordering
 Standard range (continued)


Range N = -40 → +10°C OS = 4 K

R134a

Type and rated capacity Q_{nom}^{23} TR	Rated capacity Q_{nom}^{23} kW	Inch version			mm version		
		Connection Solder ODF × ODF ⁽¹⁾ in.	Code no. Multi pack	Code no. Industrial pack	Connection Solder ODF × ODF ⁽¹⁾ mm	Code no. Multi pack	Code no. Industrial pack

TGEN 10

TGEN 1.5	6	$\frac{3}{8} \times \frac{3}{8}$	067N5150	067N5170	10 × 16	067N5190	067N5210
TGEN 1.5	6	$\frac{1}{2} \times \frac{3}{8}$	067N5151	067N5171	12 × 16	067N5191	067N5211
TGEN 2.5	8	$\frac{1}{2} \times \frac{1}{2}$	067N5152	067N5172	12 × 22	067N5192	067N5212
TGEN 3.5	12	$\frac{1}{2} \times \frac{3}{8}$	067N5153	067N5173	12 × 16	067N5193	067N5213
TGEN 3.5	12	$\frac{1}{2} \times \frac{1}{2}$	067N5154	067N5174	12 × 22	067N5194	067N5214
TGEN 3.5	12	$\frac{3}{4} \times \frac{1}{2}$	067N5155	067N5175	16 × 22	067N5195	067N5215
TGEN 4.5	17	$\frac{1}{2} \times \frac{1}{2}$	067N5156	067N5176	16 × 22	067N5196	067N5216
TGEN 7	24	$\frac{3}{8} \times \frac{1}{2}$	067N5157	067N5177	16 × 22	067N5197	067N5217
TGEN 7	24	$\frac{1}{2} \times 1 \frac{1}{8}$	067N5158	067N5178	16 × 28	067N5198	067N5218

TGEN 20

TGEN 8	29	$\frac{1}{2} \times \frac{1}{2}$	067N5159	067N5179	16 × 22	067N5199	067N5219
TGEN 8	29	$\frac{3}{8} \times 1 \frac{1}{8}$	067N5160	067N5180	16 × 28	067N5200	067N5220
TGEN 10	37	$\frac{1}{2} \times 1 \frac{1}{8}$	067N5161	067N5181	16 × 28	067N5201	067N5221
TGEN 10	37	$\frac{3}{8} \times 1 \frac{1}{8}$	067N5162	067N5182	22 × 28	067N5202	067N5222
TGEN 12	44	$\frac{1}{2} \times 1 \frac{1}{8}$	067N5163	067N5183	22 × 28	067N5203	067N5223
TGEN 12	44	$\frac{3}{8} \times 1 \frac{1}{8}$	067N5164	067N5184	22 × 35	067N5204	067N5224

TGEN 40

TGEN 17	61	$\frac{1}{2} \times 1 \frac{1}{8}$	067N5165	067N5185	22 × 35	067N5205	067N5225
TGEN 17	61	$1 \frac{1}{8} \times 1 \frac{1}{8}$	067N5166	067N5186	28 × 35	067N5206	067N5226
TGEN 20	70	$\frac{1}{2} \times 1 \frac{1}{8}$	067N5167	067N5187	22 × 35	067N5207	067N5227
TGEN 20	70	$1 \frac{1}{8} \times 1 \frac{1}{8}$	067N5168	067N5188	28 × 35	067N5208	067N5228
TGEN 25	87	$1 \frac{1}{8} \times 1 \frac{1}{8}$	067N5169	067N5189	28 × 35	067N5209	067N5229

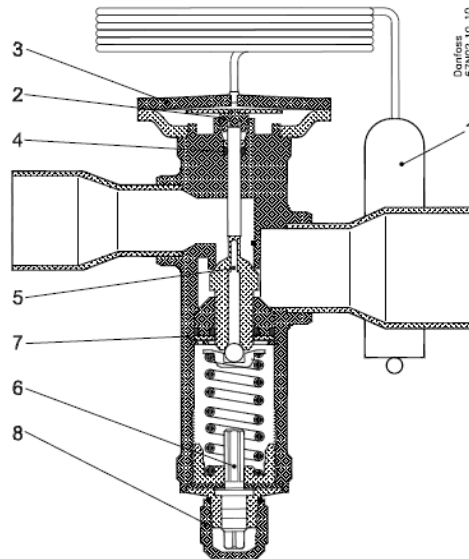


Fig. 6
 Balanced port design
 Biflow and adjustable setting

Dimensions and weights

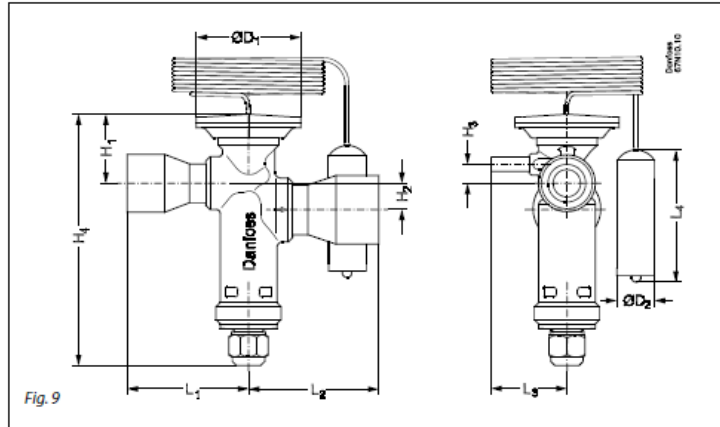
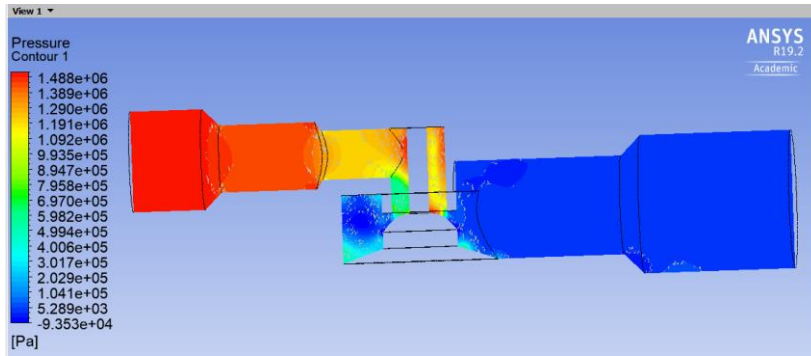


Fig. 9

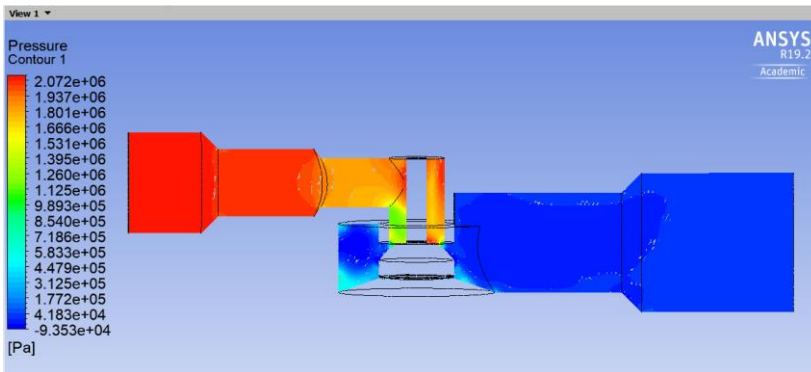
Type	Connection inlet x outlet ODF solder		Capillary tube length m	H ₁ mm	H ₂ mm	H ₃ mm	H ₄ mm	L ₁ mm	L ₂ mm	L ₃ mm	L ₄ mm	ØD ₁ mm	ØD ₂ mm	Weight kg
	In.	mm												
TGE 10	3/8 x 1/8	10 x 16	1.5	28.5	7.5	5	93	41.5	45.5	37.5	70	45	14.5	0.37
	1/2 x 1/8	12 x 16							59.5					
	1/2 x 1/8	12 x 22							45.5					
	5/8 x 1/8	16 x 22							59.5					
	5/8 x 1 1/8													
TGE 20	3/8 x 1/8	16 x 22	1.5	32	9	8	117	48	62	40	78	53	19.2	0.57
	1/2 x 1 1/8	16 x 28						48	62					
	7/8 x 1 1/8	22 x 28						62	66					
	7/8 x 1 1/8													
	1 1/8 x 1 1/8	22 x 35							74.5					
TGE 40	1 1/8 x 1 1/8	28 x 35	3	39	15	11	144	69.5	74.5	43.5	78	60	19.2	0.93
								69.5	74.5					
								74.5	74.5					

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

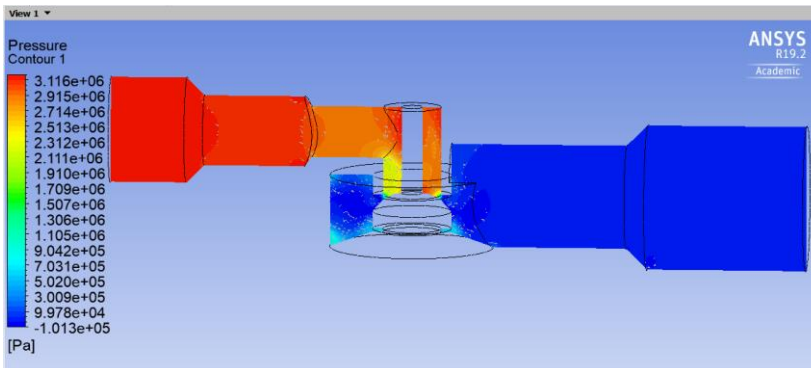
LAMPIRAN II: HASIL SIMULASI VARIABEL TEKANAN



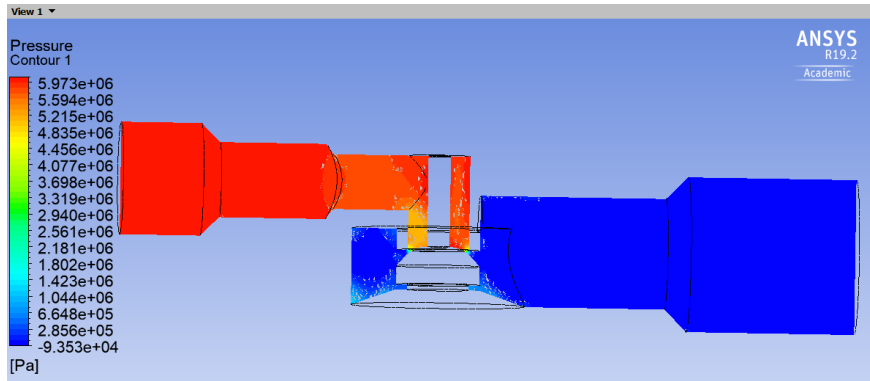
Opening 100%



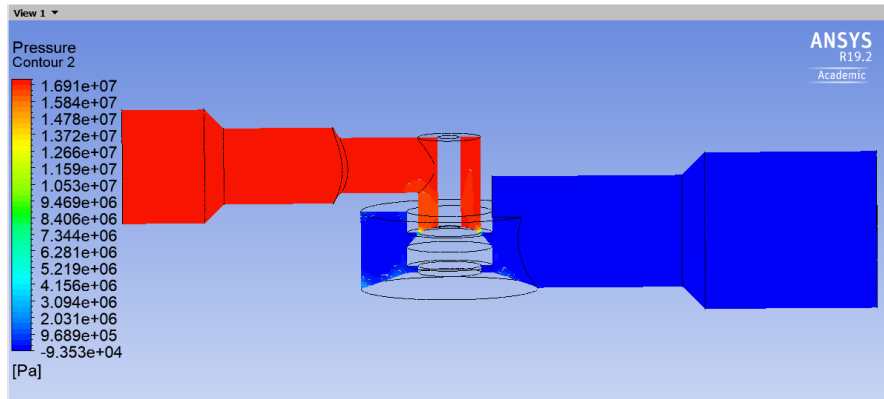
Opening 80%



Opening 60%



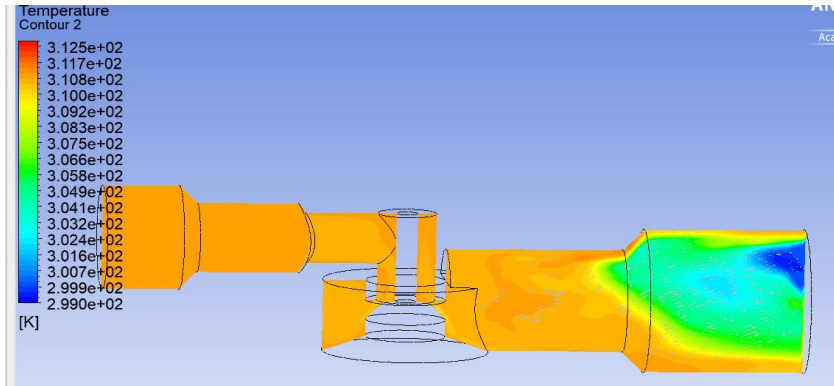
Opening 40%



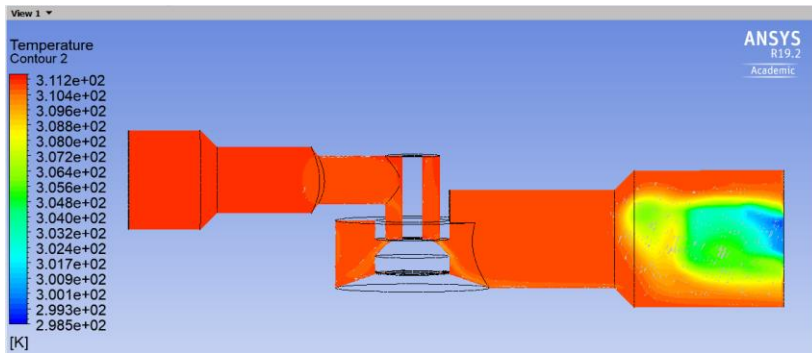
Opening 20%

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

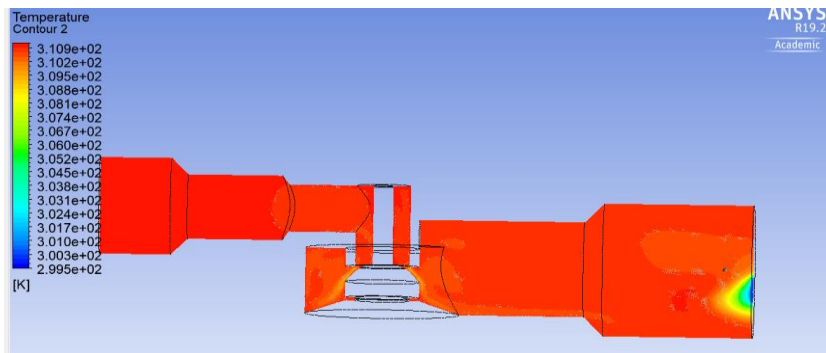
LAMPIRAN III: HASIL SIMULASI VARIABEL TEMPERATUR



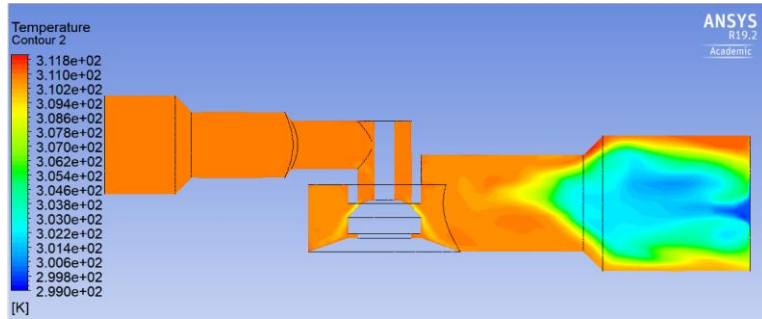
Opening 100%



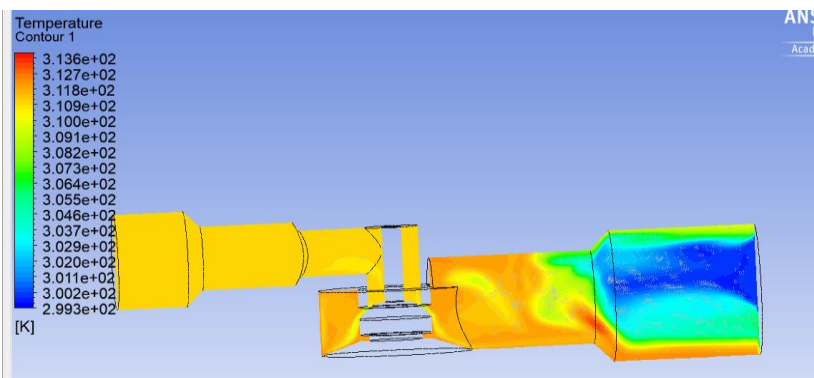
Opening 80%



Opening 60%



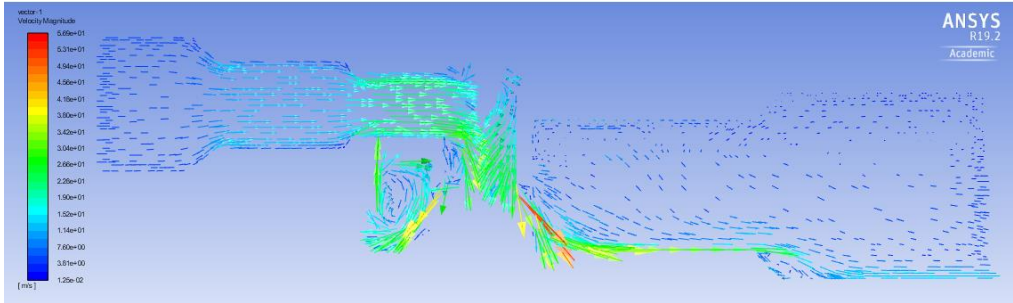
Opening 40%



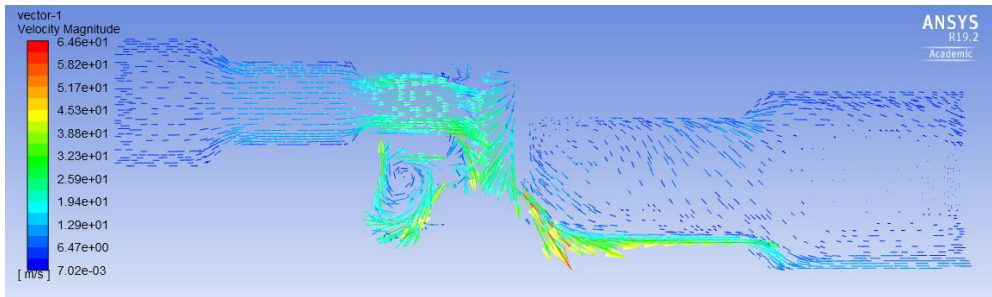
Opening 20%

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

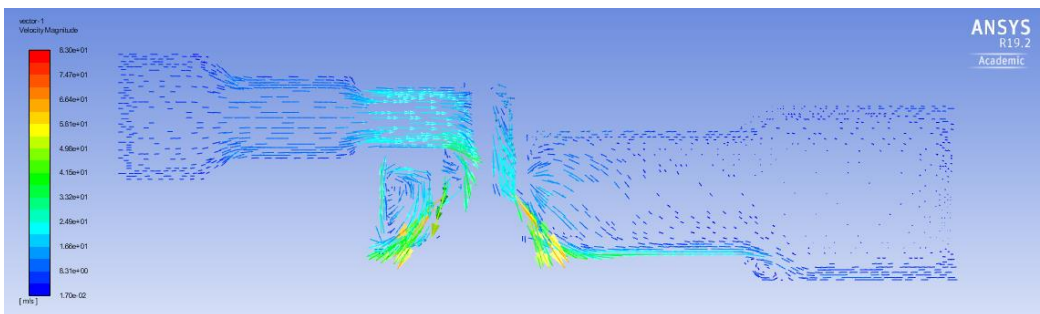
LAMPIRAN IV: HASIL SIMULASI VARIABEL KECEPATAN



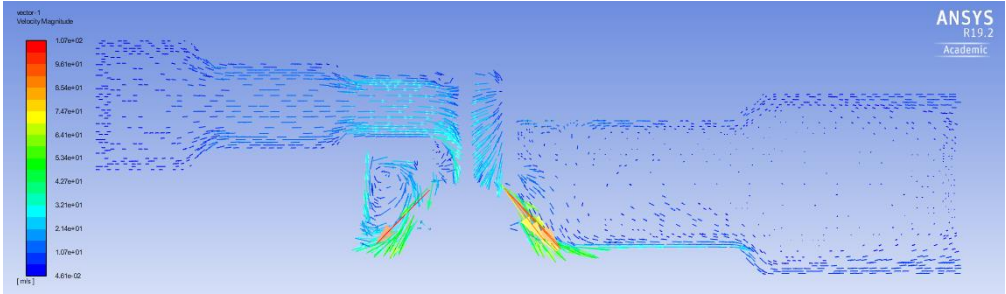
Opening 100%



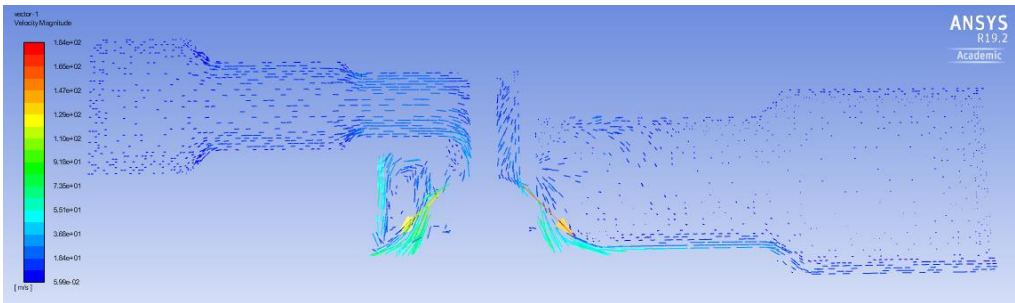
Opening 80%



Opening 60%



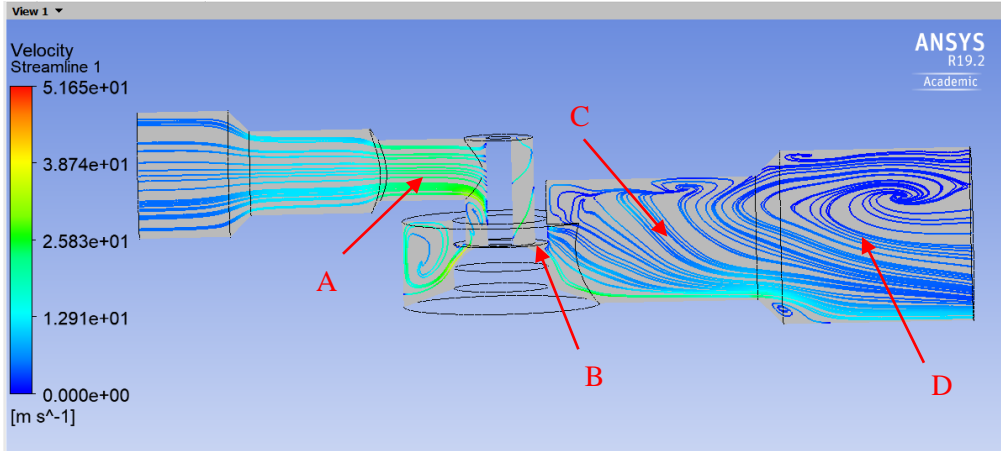
Opening 40%



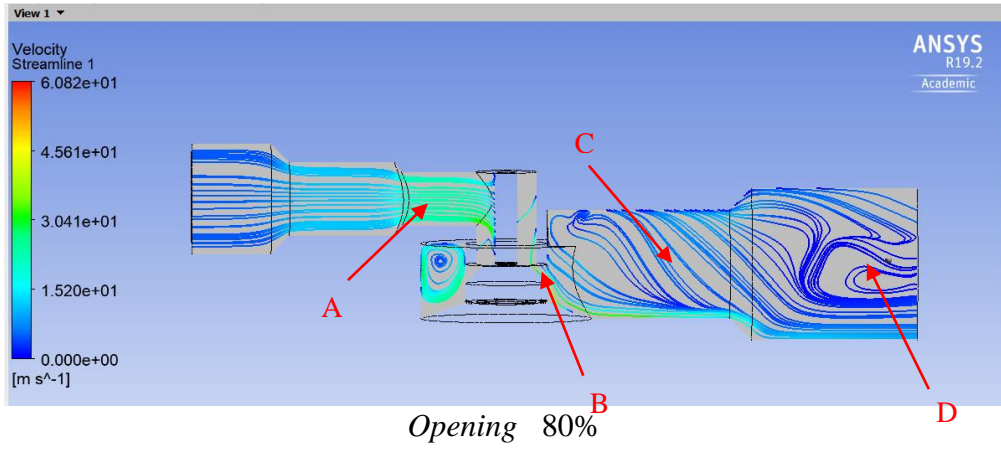
Opening 20%

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

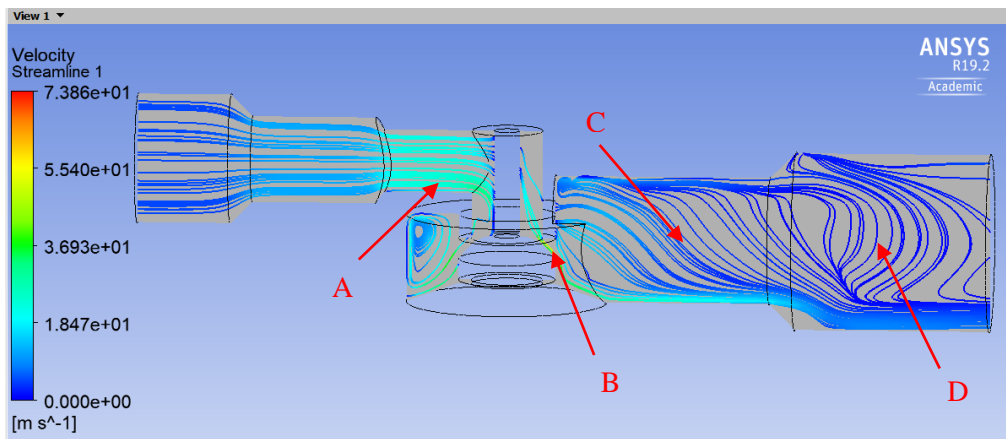
LAMPIRAN V: HASIL SIMULASI VARIABEL BENTUK ALIRAN



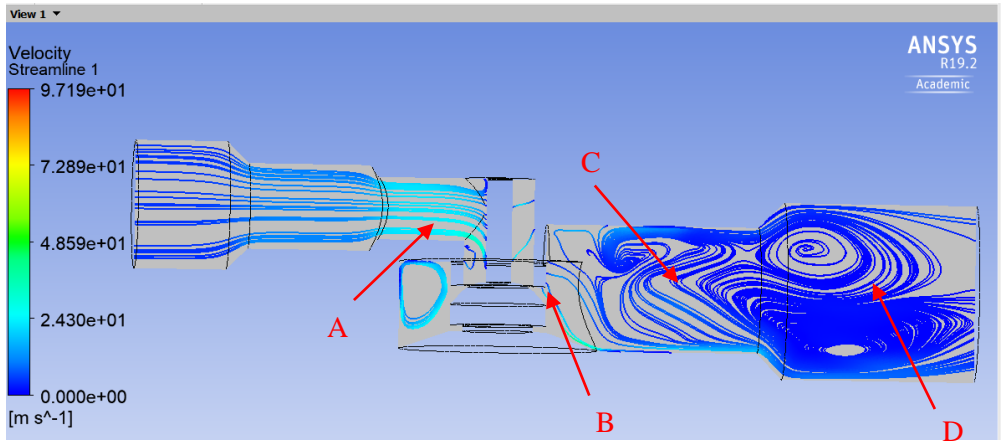
Opening 100%



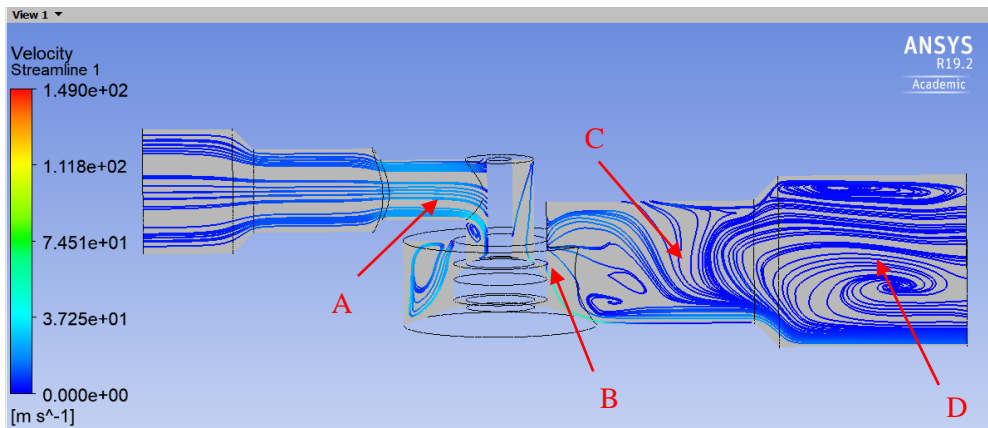
Opening 80%



Opening 60%



Opening 40%



Opening 20%

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BIODATA PENULIS



Penulis lahir di Medan, Sumatera Utara pada tanggal 26 Desember 1997 dengan nama Efrem Christian Surbakti dan merupakan anak pertama dari dua bersaudara. Terlahir dari pasangan suami istri, Iman Surbakti dan Lucia Ginting. Penulis menempuh jenjang mulai dari, SD St Antonius II – Medan, Sumatera Utara (2003 – 2009), SMP St Yoseph Pemuda -Medan, Sumatera Utara (2009 – 2012) dan SMA Taruna Nusantara – Magelang, Jawa Tengah (2012 – 2015). Setelah lulus dari bangku Sekolah Menengah Atas (SMA), penulis diterima di Departemen Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknologi Kelautan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember melalui jalur SBMPTN pada tahun 2015. Selama menempuh masa studi, penulis aktif di berbagai kegiatan kepanitiaan dan

organisasi. Diantaranya menjadi staff Media dan informasi PMK ITS kemudian menjadi Kepala Divisi Hubungan Masyarakat PMK ITS. Penulis juga menjadi staff kepanitiaan Marine Icon dan juga Petrolida 2018. Penulis juga merupakan Volunteer dari Asian Games 2018 divisi IT&T. Selama masa perkuliahan, penulis juga merupakan Lab Assistant dari Marine Machinery Fluid and System Laboratory Departemen Teknik Sistem Perkapalan FTK – ITS. Selain itu penulis juga aktif di kegiatan sosial PMK mengajar, yaitu kegiatan mengajar murid sekolah dasar di rusun Sombo, Surabaya. Dalam meningkatkan pengalaman kerja, penulis selama perkuliahan melakukan kerja praktik di dua tempat yaitu di PT Janata Marina Indah Semarang dan PT. GMF Aero Asia Cengkareng.