

TUGAS AKHIR

**ANALISA NUMERIK ALIRAN DAN PERPINDAHAN PANAS PADA
TIKUNGAN TAJAM SALURAN SEGIEMPAT**

*Diajukan Untuk Memenuhi Syarat Memperoleh
Gelar Sarjana Teknik Mesin Pada Fakultas Teknik
Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara*

Disusun Oleh:

ANDRIANTO
1507230155



**PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATERA UTARA
MEDAN
2019**

HALAMAN PENGESAHAN

Tugas Akhir ini diajukan oleh:

Nama : ANDRIANTO
NPM : 1507230155
Program Studi : Teknik Mesin
Judul Skripsi : Analisa Numerik Aliran Dan Perpindahan Panas Pada
Tikungan Tajam Saluran Segiempat.
Bidang ilmu : Konversi Energi

Telah berhasil dipertahankan di hadapan Tim Penguji dan diterima sebagai salah satu syarat yang diperlukan untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik pada Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.

Medan, 12 Maret 2019

Mengetahui dan menyetujui:

Dosen Penguji I



H. Muharnif, S.T., M.Sc

Dosen Penguji II



Chandra A. Siregar, S.T., M.T

Dosen Penguji III



Khairul Umurani, S.T., M.T

Dosen/Penguji IV



Sudirman Lubis, S.T., M.T.

Program Studi Teknik Mesin
Ketua,



Affandi, S.T., M.T

SURAT PERNYATAAN KEASLIAN TUGAS AKHIR

Saya yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama Lengkap : ANDRIANTO
Tempat /Tanggal Lahir: Medan/26 Oktober 1996
NPM : 1507230155
Fakultas : Teknik
Program Studi : Teknik Mesin

Menyatakan dengan sesungguhnya dan sejujurnya, bahwa laporan Tugas Akhir saya yang berjudul:

“Analisa Numerik Aliran Dan Perpindahan Panas Pada Tikungan Tajam Saluran Segiempat”,

Bukan merupakan plagiarisme, pencurian hasil karya milik orang lain, hasil kerja orang lain untuk kepentingan saya karena hubungan material dan non-material, ataupun segala kemungkinan lain, yang pada hakekatnya bukan merupakan karya tulis Tugas Akhir saya secara orisinal dan otentik.

Bila kemudian hari diduga kuat ada ketidaksesuaian antara fakta dengan kenyataan ini, saya bersedia diproses oleh Tim Fakultas yang dibentuk untuk melakukan verifikasi, dengan sanksi terberat berupa pembatalan kelulusan/kesarjanaan saya.

Demikian Surat Pernyataan ini saya buat dengan kesadaran sendiri dan tidak atas tekanan ataupun paksaan dari pihak manapun demi menegakkan integritas akademik di Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.

Medan, 12 Maret 2019

Saya yang menyatakan,

ANDRIANTO

METERAI TEMPEL
NO. 20
F4CBBAFF842817670
6000
ENAM RIBURUPIAH

Abstrak

Saluran berliku berpenampang segi empat dengan belokan tajam 180° sering digunakan untuk pendinginan internal pada sudu turbin gas moderen. Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh variasi sekat terhadap pressure drop dan perpindahan panas total yang terjadi pada saluran berliku berpenampang segiempat dengan belokan tajam. Dalam penelitian ini digunakan lima macam variasi sekat dengan masing panjang sekat yaitu 1000 mm, 1200 mm, 1500 mm, 1700 mm, 1800 mm dan menggunakan metode simulasi dengan menentukan nilai Reynold untuk mencari kecepatan masuk inlet. Hasil penelitian ini menunjukkan bahwa dengan sekat terkecil (1000 mm) didapat nilai koefisien perpindahan panas dan pressure drop yang terjadi semakin kecil, dibandingkan dengan sekat tertinggi (1800mm) didapat nilai koefisien perpindahan panas dan pressure drop yang terjadi semakin tinggi.

Kata Kunci : Aliran Fluida, Perpindahan panas, Saluran Segiempat, *Solidwork*, *Computational Fluid Dynamic* (CFD).

Abstract

Rectangular cross section winding with 180° sharp turns is often used for internal cooling in modern gas turbine blades. This study aims to determine the effect of the bulkhead variation on pressure drop and total heat transfer that occurs in rectangular winding channel with sharp turns. In this study five variations of bulkhead were used with each bulkhead length of 1000 mm, 1200 mm, 1500 mm, 1700 mm, 1800 mm and using simulation methods by determining the value of Reynold to find the inlet entry speed. The results of this study indicate that with the smallest bulkhead (1000 mm) the value of heat transfer coefficient and pressure drop are smaller, compared to the highest bulkhead (1800mm), the higher the heat transfer coefficient and pressure drop values obtained.

Keywords: Fluid Flow, Heat Transfer, Quadrangular Channels, Solidwork, Computational Fluid Dynamic (CFD).

KATA PENGANTAR

Dengan nama Allah Yang Maha Pengasih lagi Maha Penyayang. Segala puji dan syukur penulis ucapkan kehadiran Allah SWT yang telah memberikan karunia dan nikmat yang tiada terkira. Salah satu dari nikmat tersebut adalah keberhasilan penulis dalam menyelesaikan laporan Tugas Akhir ini yang berjudul “Analisa Numerik Aliran dan Perpindahan Panas Pada Tikungan Tajam Saluran Segiempat” sebagai syarat untuk meraih gelar akademik Sarjana Teknik pada Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara (UMSU), Medan.

Banyak pihak telah membantu dalam menyelesaikan laporan Tugas Akhir ini, untuk itu penulis menghaturkan rasa terimakasih yang tulus dan dalam kepada:

1. Bapak Khairul Umurani, S.T., M.T, selaku Dosen Pembimbing I dan Penguji yang telah banyak membimbing dan mengarahkan penulis dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini.
2. Bapak, Sudirman Lubis , S.T., M.T, selaku Dosen Pimbimbing II dan Penguji yang telah banyak membimbing dan mengarahkan penulis dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini.
3. Bapak H.Muharnif,S.T., M.Sc, selaku Dosen Pembanding I dan Penguji yang telah banyak memberikan koreksi dan masukan kepada penulis dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini.
4. Bapak Chandra A siregar, S.T.,M.T, selaku dosen pembanding II dan Penguji yang telah banyak memberikan koreksi dan masukan kepada penulis dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini.
5. Bapak Munawar Alfansury Siregar, S.T., M.T, Dekan Fakultas Teknik, Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.
6. Bapak Affandi, S.T., M.T sebagai Ketua Program Studi Teknik Mesin, Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.
7. Seluruh Bapak/Ibu Dosen di Program Studi Teknik Mesin, Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara yang telah banyak memberikan ilmu keteknik mesinan kepada penulis.

8. Orang tua penulis: Jafar Siddik dan Raini, yang telah berusaha payah membesarkan dan membiayai studi penulis.
9. Bapak/Ibu Staf Administrasi di Biro Fakultas Teknik, Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.
10. Sahabat-sahabat penulis: Agus Sulistiadi, Mellyanto, Fiki Ariza, Yudi Rahmanto, dan lainnya yang tidak mungkin namanya disebut satu per satu.

Laporan Tugas Akhir ini tentunya masih jauh dari kesempurnaan, untuk itu penulis berharap kritik dan masukan yang konstruktif untuk menjadi bahan pembelajaran berkesinambungan penulis di masa depan. Semoga laporan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi dunia Teknik Mesin.

Medan, 12 Maret 2019

ANDRIANTO

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	
HALAMAN PENGESAHAN	ii
HALAMAN PERNYATAAN KEASLIAN SKRIPSI	iii
ABSTRAK	iv
ABSTRACT	v
KATA PENGANTAR	vi
DAFTAR ISI	viii
DAFTAR TABEL	x
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR NOTASI	xiii
BAB 1 PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan masalah	2
1.3 Ruang Lingkup	3
1.4 Tujuan	2
1.5 Manfaat	3
BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA	4
2.1 Aliran Fluida	4
2.1.1 Bilangan Reynold	4
2.1.2 Aliran Laminar	8
2.1.3 Aliran Turbulen	8
2.1.4 Aliran Transisi	9
2.2 Perpindahan Kalor	10
2.2.1 Heat Capacity (Cp)	11
2.2.2 Konduksi	12
2.2.3 Konduktifitas Termal	13
2.2.4 Difusivitas Termal	14
2.2.5 Perpindahan Panas Konveksi	15
2.2.6 Koefisien Perpindahan Panas	15
2.2.7 Angka Nusselt	16
2.2.8 Angka Nusselt pada kasus Plat Datar	17
2.2.9 Angka Nusselt Pada Aliran Dalam Saluran	18
2.2.10 Diameter Hidraulik	19
2.2.11 Angka Nusselt Pada Aliran Silang Silinder	21
2.2.12 Angka Nusselt Pada Aliran Silang Silinder Tak Bundar	23
2.2.13 Konveksi Bebas dari Silinder Horizontal	23
2.2.14 Konveksi Bebas dari Plat Horizontal	24
2.2.15 Konveksi Bebas dari Plat Rata Vertikal	24
2.2.16 Konveksi Bebas dari Permukaan Miring	25
2.3 Simulasi Dengan Metode Numerik	25
2.3.1 Pre-Processing	28

2.3.2 Processing	28
2.3.3 Post Processing	28
2.4 Persamaan Diferensial Parsial	29
2.5 Hukum Konservasi	31
BAB 3 METODE PENELITIAN	35
3.1 Tempat Dan Waktu	35
3.1.1 Tempat	35
3.1.2 Waktu	35
3.2 Alat Dan Bahan	35
3.3 Diagram Alir Penelitian	37
3.4 Perancangan Model Dengan Solidwork 2014	38
3.5 Prosedur Percobaan	40
BAB 4 HASIL DAN PEMBAHASAN	42
4.1 Variasi Sekat 1 Dengan Bilangan Reynold 1000-10000 dan Koefisien Perpindahan panas.	42
4.2 Variasi Sekat 2 Dengan Bilangan Reynold 1000-10000 dan Koefisien Perpindahan panas.	46
4.3 Variasi Sekat 3 Dengan Bilangan Reynold 1000-10000 dan Koefisien Perpindahan panas.	50
4.4 Variasi Sekat 4 Dengan Bilangan Reynold 1000-10000 dan Koefisien Perpindahan panas.	54
4.5 Variasi Sekat 5 Dengan Bilangan Reynold 1000-10000 dan Koefisien Perpindahan panas.	58
4.5 Grafik Variasi Kecepatan Terhadap Presuure Drop.	62
4.5 Grafik Variasi Kecepatan Terhadap Koefisien Perpindahan Kalor Total.	65
BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN	67
5.1 Kesimpulan	67
5.2 Saran	68
DAFTAR PUSTAKA	69
LAMPIRAN	
LEMBAR ASISTENSI	
DAFTAR RIWAYAT HIDUP	

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Nilai Konduktifitas Termal Beberapa Bahan	14
Tabel 2.2 Perpindahan Panas dan Gesekan Fluida untuk Aliran Laminar Yang Berkembang Penuh dalam Saluran dengan Berbagai penampang	20
Tabel 2.3 Konstanta C dan n Aliran Silang	21
Tabel 2.4 Konstanta Untuk Perpindahan Panas Dari Silinder Tak Bundar	23
Tabel 2.5 Klasifikasi Orde dan Linearitas Persamaan Differensial Parsial	30
Tabel 2.6 Klasifikasi Persamaan Diferensial Parsial Orde Dua – Linear	31
Tabel 3.1 Waktu Pelaksanaan Penelitian	35
Tabel 4.1 Sekat 1 Dengan Aliran Kecepatan terhadap Pressure Drop	46
Tabel 4.2 Sekat 2 Dengan Aliran Kecepatan terhadap Pressure Drop	50
Tabel 4.3 Sekat 3 Dengan Aliran Kecepatan terhadap Pressure Drop	54
Tabel 4.4 Sekat 4 Dengan Aliran Kecepatan terhadap Pressure Drop	58
Tabel 4.5 Sekat 5 Dengan Aliran Kecepatan terhadap Pressure Drop	62

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Berbagai Daerah Aliran Lapisan Batas di Atas Plat Rata	5
Gambar 2.2 Profil Kecepatan Aliran Dalam Tabung	6
Gambar 2.3 Proses Berkembangnya Aliran di Atas Plat	9
Gambar 2.4 Percobaan Untuk Mengetahui Aliran	10
Gambar 2.5 Konduksi Pada Plat	12
Gambar 2.6 Konduksi Pada Saluran Berongga	13
Gambar 2.7 Perpindahan Panas Konveksi	15
Gambar 2.8 Flowchart Prsoses Fluent	28
Gambar 2.9 Bentuk Umum Persamaan Konservasi untuk Kuantitas Skalar	32
Gambar 2.10 Konservasi Pada Elemen Diskret	34
Gambar 3.1 Komputer Labotorium Fakultas Teknik	36
Gambar 3.2 Perangkat Lunak Solidwork	36
Gambar 3.4 Bagan Alir Penelitian	37
Gambar 3.5 Tampilan Awal Solidwork	38
Gambar 3.6 Plane Perancangan	38
Gambar 3.7 Desain Saluran Segiempat	39
Gambar 3.8 Saluran Segiempat Yang Telah Direncanakan	39
Gambar 4.1 Visualisasi sekat 1 dengan Re 1000	43
Gambar 4.2 Visualisasi sekat 1 dengan Re 2000	44
Gambar 4.3 Visualisasi sekat 1 dengan Re 3000	45
Gambar 4.4 Visualisasi sekat 2 dengan Re 1000	47
Gambar 4.5 Visualisasi sekat 2 dengan Re 2000	48
Gambar 4.6 Visualisasi sekat 2 dengan Re 3000	49
Gambar 4.7 Visualisasi sekat 3 dengan Re 1000	51
Gambar 4.8 Visualisasi sekat 3 dengan Re 2000	52
Gambar 4.9 Visualisasi sekat 3 dengan Re 2000	53
Gambar 4.10 Visualisasi sekat 4 dengan Re 1000	55
Gambar 4.11 Visualisasi sekat 4 dengan Re 2000	56
Gambar 4.12 Visualisasi sekat 4 dengan Re 3000	57
Gambar 4.13 Visualisasi sekat 5 dengan Re 1000	59
Gambar 4.14 Visualisasi sekat 5 dengan Re 2000	60

Gambar 4.15 Visualisasi sekat 5 dengan Re 3000	61
Gambar 4.16 Grafik sekat 1 dengan variasi kecepatan terhadap pressure drop	62
Gambar 4.17 Grafik sekat 2 dengan variasi kecepatan terhadap pressure drop	63
Gambar 4.18 Grafik sekat 3 dengan variasi kecepatan terhadap pressure drop	63
Gambar 4.19 Grafik sekat 4 dengan variasi kecepatan terhadap pressure drop	64
Gambar 4.20 Grafik sekat 5 dengan variasi kecepatan terhadap pressure drop	64
Gambar 4.21 Grafik variasi kecepatan terhadap koefisien perpindahan panas sekat 1	65
Gambar 4.22 Grafik variasi kecepatan terhadap koefisien perpindahan panas sekat 2	65
Gambar 4.23 Grafik variasi kecepatan terhadap koefisien perpindahan panas sekat 3	65
Gambar 4.24 Grafik variasi kecepatan terhadap koefisien perpindahan panas sekat 4	66
Gambar 4.25 Grafik variasi kecepatan terhadap koefisien perpindahan panas sekat 5	66

DAFTAR NOTASI

No	Simbol	Besaran	Satuan
1	Re	Bilangan Reynolds	
2	V	Kecepatan aliran	m/s
3	D	Diameter pipa	m
4	μ	Viskositas dinamik fluida	N_s/m^2
5	Pr	Bilangan prandtl	
6	Cp	Heat capacity	J/mol-K
7	dQ	Energi yang diserap	
8	dT	Perubahan temperatur	$^{\circ}C/K$
9	q	Aliran panas	W/m.h
10	k	Konduktifitas termal	W/m.K
11	x	Panjang lintasan	mm/m
12	Q	Laju perpindahan kalor konduksi	Watt
13	A	Luas penampang terhadap aliran	m^2
14	Nu	Bilangan Nusselt	
15	L	Panjang	m
16	α	Thermal diffisivity	m^2/s
17	D_h	Diameter hidrolis	mm/m
18	P	Pembatas yang dibasahi dari penampang	mm/m

BAB 1 PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Aliran fluida merupakan fenomena yang sering dijumpai dalam kehidupan sehari-hari. Aplikasi dari ilmu mekanika fluida ini memiliki peran penting dalam bidang industri, pertanian, kedokteran, dan lain sebagainya. Dalam bidang industri misalnya, ilmu mekanika fluida berperan penting dalam perancangan sebuah sistem perpipaan.

Alat penukar kalor merupakan salah satu alat yang cukup banyak diaplikasikan baik didalam dunia industri maupun di lingkungan sekitar, alat ini digunakan untuk menaikkan atau menurunkan temperatur fluida. Salah satu contoh adalah pada pendinginan sudu turbin gas modern. Pendinginan yang tidak memadai dari sudu-sudu akan menyebabkan kerusakan pada mesin, desain penukar panas yang tidak baik dapat menyebabkan *hot spot* yang dapat melelehkan sudu-sudu turbin dan *over cooling* dapat mengakibatkan tegangan panas. Untuk mengoptimalkan penggunaan energi pada alat penukar panas sangat ditentukan oleh prediksi angka koefisien perpindahan panasnya, karena semakin baik angka koefisien perpindahan panas maka dapat dipastikan penggunaan energi akan lebih optimal. Peningkatan angka koefisien perpindahan panas pada komponen penukar panas merupakan salah satu upaya untuk memperoleh penukar panas dengan kinerja yang tinggi.

Usaha untuk menentukan angka koefisien perpindahan panas telah banyak dilakukan, diantaranya dengan metode pengukuran suhu permukaan dan laju perpindahan panas. Hanya saja terdapat beberapa kesulitan dalam penentuan angka koefisien perpindahan panas melalui metode ini yaitu relatif memerlukan ketelitian yang tinggi. Hal ini terjadi karena tingkat kesulitan dalam pemasangan termokopel pada permukaan yang dapat mengganggu aliran serta jumlahnya yang relatif banyak dan kesulitan dalam pembacaan suhu rata-ratanya tinggi dan menyebabkan kerusakan. (Slamet Wahyudi. 2010)

Refrigerasi proses penurunan temperatur (pendinginan), dari suatu ruangan atau suatu substansi menjadi lebih rendah dari temperatur lingkungan sekitarnya melalui perpindahan kalor (heat transfer). Refrigerasi dapat dianggap sebagai

proses pembuangan kalor. Fluida yang dapat memindahkan /membawa kalor tersebut : Refrigerant /zat pendingin.

Kalor (panas) selalu berpindah dari substansi yang lebih hangat ke substansi yang lebih dingin. Dalam kenyataan, molekul yang getarannya lebih cepat memindahkan sebagian dari energi mereka ke molekul yang getarannya lebih lambat. Maka molekul yang getarannya cepat sedikit melambat dan molekul yang lebih lambat menjadi lebih cepat. Secara sederhana, ini berarti jika diluar panas, maka panas dari luar cenderung untuk memasuki ruangan yang lebih sejuk didalam bangunan. (Iwan Sukirman.1986)

Dewasa ini, terdapat metode berbasis sistem komputer yang mampu melakukan suatu analisa terhadap fenomena aliran fluida. Sehingga kemungkinan buruk yang terjadi dalam suatu sistem perpipaan dapat dihindari karena sebelum sistem perpipaan dirancang dapat disimulasikan terlebih dahulu sehingga pola yang nantinya akan terjadi dalam sistem tersebut dapat diketahui.

Computational Fluid Dynamic (CFD) sangat cocok digunakan untuk melakukan analisa terhadap sebuah sistem yang rumit dan sulit dipecahkan dengan perhitungan manual. Dengan kelebihan tersebut, *CFD* sering digunakan untuk melakukan analisa terhadap suatu pola sebuah system. (Kaprawi.2007).

Menggunakan aplikasi *CFD solidwork* untuk menganalisis aliran dan koefisien perpindahan panas pada tikungan tajam saluran segiempat dengan aliran berlawanan arah. Karakteristik aliran yang diamati adalah menghitung tekanan pada aliran, Re dan mengamati koefisien perpindahan panas.

1.2 Rumusan Masalah

Untuk mengerucutkan persoalan, maka diperlukan rumusan masalah sebagai berikut:

1. Penelitian ini menggunakan aplikasi *CFD Solidwork*.
2. Aliran fluida dengan nilai Reynold 1000 - 10000
3. Koefisien Perpindahan Panas.
4. *Pressure drop* pada saluran segiempat

1.3 Ruang Lingkup

1. Perancangan Saluran Segiempat yang Direncanakan Pada *Software Solidwork*.
2. Melakukan Simulasi perancangan yang telah di desain menggunakan *Software Solidwork*.
3. Membuat variasi ukuran sekat 1-5.
4. Bilangan Reynold 1000 – 10000 untuk menghitung kecepatan masuk udara
5. Penurunan tekanan yang terjadi dari masing masing sekat didapat dari hasil simulasi
6. Perpindahan panas yang dicari dari penelitian ini yaitu koefisien perpindahan kalor total yang didapat dari hasil simulasi.

1.4 Tujuan

1. Untuk mendapatkan hasil dari laju aliran yang lebih akurat dengan *Solidwork*
2. Untuk menganalisa aliran pada saluran segiempat
3. Untuk menganalisa Koefisien Perpindahan Panas
4. Untuk menganalisa penurunan tekanan saluran segiempat

1.5 Manfaat

1. Dapat menambah ilmu pengetahuan tentang analisa numerik aliran dan koefisien perpindahan panas pada tikungan tajam saluran segiempat
2. Mengetahui tentang jenis – jenis aliran fluida
3. Hasil dari penelitian ini dapat digunakan sebagai dasar dan pertimbangan untuk mendesain suatu saluran segiempat

BAB 2

TINJAUN PUSTAKA

2.1 Aliran Fluida

Fluida adalah suatu zat yang dapat mengalir bisa berupa cairan atau gas. Fluida mengubah bentuknya dengan mudah dan didalam kasus mengenai gas, mempunyai volume yang sama dengan volume wadah yang membatasi gas tersebut. Pemakaian mekanika kepada medium kontinyu, baik benda padat maupun fluida adalah didasari pada hukum gerak Newton yang digabungkan dengan hukum gaya yang sesuai.

Aliran Fluida pada dasarnya dapat dibagi menjadi dua aliran luar dan aliran dalam, pada kedua jenis aliran tersebut terdapat bilangan yang tak berdimensi untuk menentukan jenis aliran apakah aliran tersebut laminar, turbulen atau transisi.

2.1.1 Bilangan Reynolds

Bilangan Reynold merupakan besaran fisis yang tidak berdimensi. Bilangan ini dipergunakan sebagai acuan dalam membedakan aliran laminier dan turbulen di satu pihak, dan di lain pihak dapat dimanfaatkan sebagai acuan untuk mengetahui jenis-jenis aliran yang berlangsung dalam air. Hal ini didasarkan pada suatu keadaan bahwa dalam satu tabung/pipa atau dalam satu tempat mengalirnya air, sering terjadi perubahan bentuk aliran yang satu menjadi aliran yang lain. Perubahan bentuk aliran ini pada umumnya tidaklah terjadi secara tiba-tiba tetapi memerlukan waktu, yakni suatu waktu yang relatif pendek dengan diketahuinya kecepatan kritis dari suatu aliran. Kecepatan kritis ini pada umumnya akan dipengaruhi oleh usayaran pipa, jenis zat cair yang lewat dalam pipa tersebut.

Terdapat empat besaran yang menentukan apakah aliran tersebut digolongkan aliran laminier atukah aliran turbulen. Keempat besaran tersebut adalah besaran massa jenis air, kecepatan aliran, kekentalan, dan diameter pipa. Kombinasi dari keempatnya akan menentukan besarnya bilangan Reynold. Bilangan Reynolds merupakan rasio inersia dan viskositas dalam aliran. Bilangan Reynolds digunakan untuk menentukan aliran fluida apakah laminar,

turbulen, dan transisi. Untuk menentukan nilai dari Reynolds number (Re) untuk aliran dalam pipa digunakan :

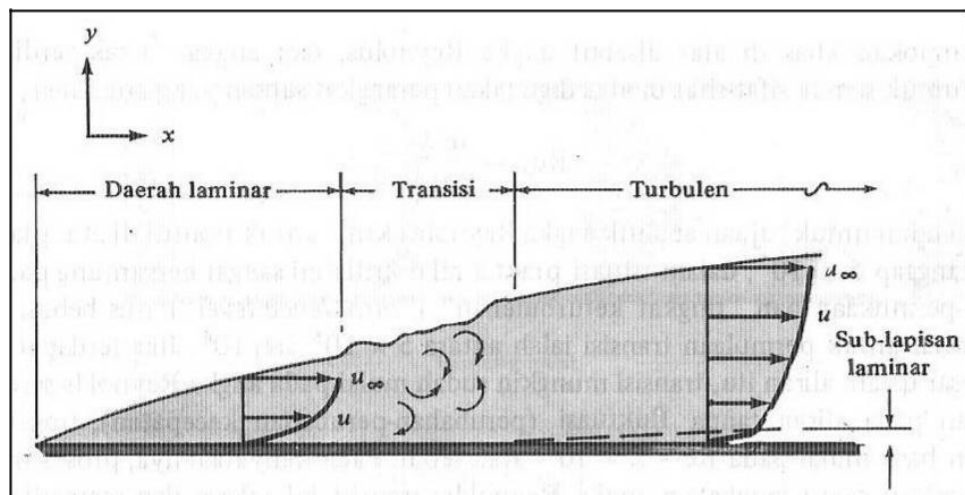
$$Re = \frac{GD}{\mu} \quad (2.1)$$

a. Angka Reynolds

Angka Reynolds merupakan suatu bilangan tak berdimensi yang mewakili karakteristik fluida yang terlibat perpindahan panas konveksi. Dalam berbagai kasus konveksi paksa, angka Reynolds ini digunakan sebagai penentu jenis aliran yang terjadi, apakah laminar atau turbulen.

b. Angka Reynolds untuk Kondisi Plat Datar

Penggambaran sederhana peristiwa konveksi dapat diambil contoh pada aliran konveksi plat datar. Daerah aliran yang terbentuk dari tepi depan plat itu, dimana terlihat pengaruh viskositas, disebut lapisan batas (*boundary layer*). Pada permulaan, pembentukan lapisan batas itu laminar, tetapi pada suatu jarak kritis dari tepi depan, bergantung dari medan aliran dan sifat-sifat fluida, gangguan-gangguan kecil tersebut membesar dan mulailah terjadi proses transisi hingga aliran menjadi turbulen. Daerah aliran turbulen dapat digambarkan sebagai kocokan rambang di mana gumpalan fluida bergerak ke sana ke mari di segala arah.



Gambar 2.1. Berbagai Daerah Aliran Lapisan Batas di Atas Plat Rata

Dalam kondisi umum, aliran fluida bertransisi dari laminar menjadi turbulen terjadi apabila :

$$\frac{u_{\infty} x}{\nu} = \frac{\rho u_{\infty} x}{\mu} > 5 \times 10^5 \quad (2.2)$$

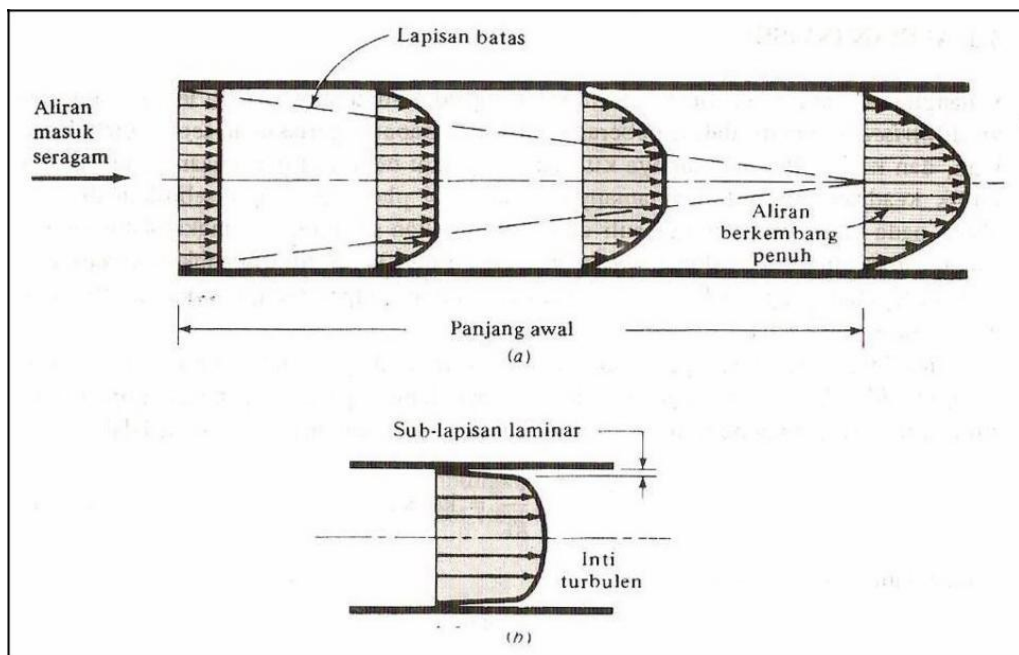
Pengelompokan khas di atas disebut angka Reynolds, dan angka ini tak berdimensi apabila untuk semua sifat-sifat di atas digunakan perangkat satuan yang konsisten.

$$Re_x = \frac{u_{\infty} x}{\nu} \quad (2.3)$$

Dengan Re_x adalah angka Reynolds pada aliran konveksi plat datar.

c. Angka Reynolds untuk Kondisi Aliran Dalam Saluran

Pada beberapa kasus perpindahan panas konveksi melibatkan aliran fluida dalam saluran pipa, misalnya pada alat penukar panas. Pada kondisi aliran fluida dalam saluran parameter jarak yang berpengaruh terhadap perhitungan adalah diameter saluran.



Gambar 2.2. Profil Kecepatan Aliran Dalam Tabung

(a) Aliran Laminar dan (b) Aliran Turbulen

pada gambar tampak suatu model aliran dalam tabung. Terlihat pada waktu masuk, terbentuk suatu lapisan batas. Lama-kelamaan, lapisan batas ini memenuhi seluruh tabung, dan kita katakan aliran itu sudah berkembang penuh.

Jika aliran itu laminar, profil kecepatan itu terbentuk parabola, bila aliran turbulen maka profil aliran berbentuk tumpul.

Angka Reynolds ini digunakan sebagai kriteria untuk menunjukkan apakah aliran dalam tabung atau pipa itu laminar atau turbulen. Pada :

$$\text{Re}_x = \frac{u_\infty x}{\nu} > 2300 \quad (2.4)$$

aliran itu biasanya turbulen (Holman, 1997, hal. 195).

d. Angka Reynolds untuk Kondisi Aliran di Luar Saluran

pada beberapa kasus, aliran fluida terdapat di luar benda (pipa saluran, tabung, atau silinder). Kasus ini tidak beda jauh dengan kasus aliran dalam pipa saluran, perhitungan angka Reynolds serupa.

$$\text{Re}_d = \frac{u_\infty x}{\nu} \quad (2.5)$$

e. Angka Prandtl

Angka Prandtl merupakan perbandingan antara besar viskositas dinamik fluida dengan konstanta α . Angka ini muncul dari penerapan kondisi batas $\delta_t = 0$ dan $x = 0$ pada persamaan diferensial linear orde pertama dari ζ . ζ adalah rasio ketebalan lapisan batas termal terhadap ketebalan lapisan batas hidrodinamik. Teori lapisan batas ini diperkenalkan oleh Ludwig Prandtl, seorang ahli kebangsaan Jerman. Angka Prandtl adalah besaran tak berdimensi apabila kita menggunakan perangkat satuan yang konsisten.

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{a} = \frac{\mu / \rho}{k_f / \rho \cdot C_p} = \frac{C_p \cdot \mu}{k_f} \quad (2.6)$$

Angka Prandtl ini juga merupakan parameter yang menghubungkan ketebalan relatif antara lapisan batas hidrodinamik dan lapisan batas termal. Viskositas kinematik fluida memberikan informasi tentang laju difusi momentum dalam fluida karena gerakan molekul. Difusivitas termal bahan memberi petunjuk tentang hal yang serupa mengenai difusi panas dalam fluida. Jadi perbandingan antara keduanya menunjukkan besaran relatif antara difusi momentum dan difusi panas dalam fluida

2.1.2 Aliran Laminer

Aliran laminar adalah aliran yang bergerak dalam lapisan-lapisan, dimana pertukaran momentum dan massa yang terjadi secara molekular dalam skala submikroskopis dari lapisan yang mempunyai kecepatan relatif tinggi menuju lapisan yang lain yang memiliki kecepatan lebih rendah. Partikel-partikel fluida bergerak secara berurutan mengikuti lintasan yang teratur dan memiliki kecepatan yang tetap. Kecenderungan aliran laminar menjadi turbulen diredam dengan gaya-gaya viskos yang memberikan hambatan terhadap gerak relatif lapisan-lapisan fluida. Besar bilangan *Reynold* untuk aliran laminar adalah :

- $Re < 5.10$ untuk aliran eksternal
- $Re < 2300$ untuk aliran internal

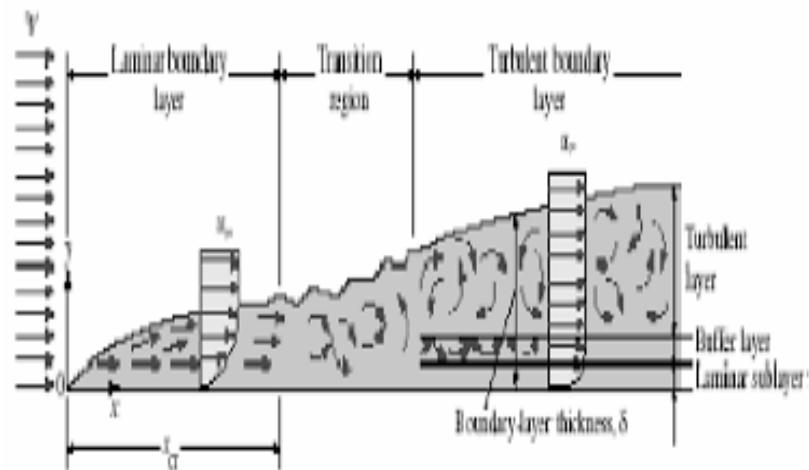
Aliran dengan fluida yang bergerak dalam lapisan dengan satu lapisan meluncur secara lancar . Dalam aliran laminar ini viskositas berfungsi untuk meredam kecendrungan terjadinya gerakan relative antara lapisan.

2.1.3 Aliran Turbulen

Aliran turbulen adalah aliran yang partikel-partikel fluidanya bergerak secara acak dengan kecepatan yang berfluktuasi dan saling interaksi antar gumpalan-gumpalan fluida. Pada aliran turbulen tidak terlihat lagi adanya lapisan fluida (lamina-lamina) sehingga aliran fluida dianggap sebagai bongkahan fluida yang bergerak secara acak. Besar bilangan *Reynold* untuk aliran turbulen adalah :

- $Re > 5.10$ untuk aliran eksternal
- $Re > 4000$ untuk aliran internal.

Aliran akan mengalami proses transisi dari aliran laminar ke aliran turbulen sebelum aliran tersebut turbulen. Pada aliran internal, aliran transisi dari aliran laminar ke aliran turbulen terjadi pada bilangan *Reynold* antara 2300 – 4000. Proses transisi tersebut dapat dilihat pada gambar 2.



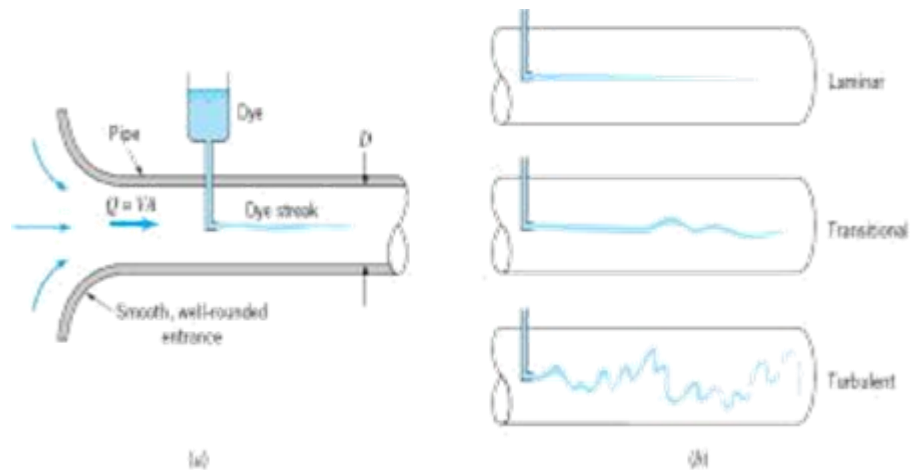
Gambar 2.3 Proses berkembangnya aliran di atas plat
(aliran *eksternal*) (Incropera & DeWitt, 2007).

Aliran dimana pergerakan dari partikel – partikel fluida sangat tidak menentu karena mengalami percampuran 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 membangkitkan tegangan geser yang merata diseluruh fluida sehingga menghasilkan kerugian – kerugian aliran.

2.1.4 Aliran Transisi

Aliran transisi merupakan aliran peralihan dari aliran laminar ke aliran Turbulen. 3. Konsep dasar bilangan Reynolds, merupakan bilangan tak berdimensi yang dapat membedakan suatu aliran itu dinamakan laminar, transisi atau turbulen. Bilangan Reynolds adalah bilangan yang tidak berdimensi. Titik kritis aliran inkompresibel di dalam saluran adalah $Re=2000$. Jika suatu aliran memiliki $Re > 2000$ disebut aliran

turbulen.



Gambar 2.4 (a) Percobaan untuk mengetahui jenis aliran,
(b) Jenis- jenis aliran dilihat pada dye streak

2.2 Perpindahan Kalor

Perpindahan kalor (*heat transfer*) ialah ilmu untuk meramalkan perpindahan energi yang terjadi karena adanya perbedaan suhu diantara benda atau material. Dimana energi yg dipindah itu dinamakan kalor atau kalor (*heat*). Kalor telah diketahui dapat berpindah dari tempat dengan temperatur lebih tinggi ke tempat dengan temperatur lebih rendah. Hukum pencampuran kalor juga terjadi karena kalor itu berpindah, sedangkan pada kalorimeter, perpindahan kalor dapat terjadi dalam bentuk pertukaran kalor dengan luar sistem. Jadi pemberian atau pengurangan kalor tidak saja mengubah temperatur atau fasa zat suatu benda secara lokal, melainkan kalor itu merambat ke atau dari bagian lain benda atau tempat lain.

Menurut penelitian, perpindahan tenaga kalor dapat dibagi dalam beberapa golongan cara perpindahan. Kalor itu dapat merambat dari suatu bagian ke bagian lain melalui zat atau benda yang diam. Kalor juga dapat dibawa oleh partikel-partikel zat yang mengalir. Pada radiasi kalor, tenaga kalor berpindah melalui pancaran yang merupakan juga satu cara perindahan kalor. Umumnya perindahan kalor berlangsung sekaligus dengan ketiga cara ini. Perpindahan kalor melalui cara pertama disebut perpindahan kalor melalui konduksi. Cara kedua perindahan kalor melalui konveksi dan cara ketiga melalui radiasi.

2.2.1 Heat Capacity (Cp)

Suatu material akan meningkat temperaturnya apabila dipanaskan dengan menyerap sejumlah energi. Sifat tersebut dinamakan heat capacity yaitu kemampuan suatu material untuk menyerap panas dari lingkungan dengan menyerap sejumlah energi untuk menghasilkan kenaikan suhu sebesar 1 derajat.

Secara matematik, heat capacity terdapat pada persamaan berikut :

$$C_p = \frac{dQ}{dT} \quad (2.7)$$

2.2.2 Konduksi

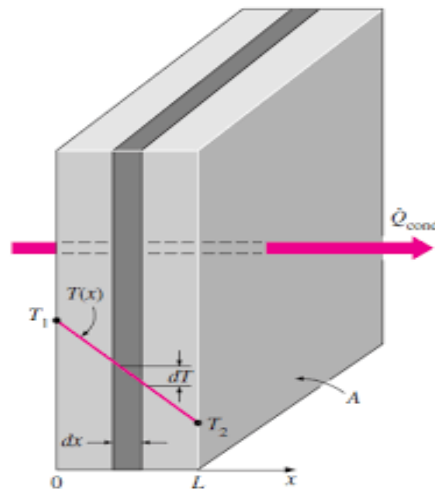
Kalor dari suatu bagian benda bertemperatur lebih tinggi akan mengalir melalui zat benda itu ke bagian lainnya yang bertemperatur lebih rendah. Zat atau partikel zat dari benda yang dilalui kalor ini sendiri tidak mengalir sehingga tenaga kalor berpindah dari satu partikel ke lain partikel dan mencapai bagian yang dituju. Perpindahan kalor cara ini disebut konduksi; arus panasnya adalah arus kalor konduksi dan zatnya itu mempunyai sifat konduksi kalor. Konduksi kalor ini bergantung kepada zat yang dilaluinya dan juga kepada distribusi temperatur dari bagian benda. Berlangsungnya konduksi kalor melalui zat dapat diketahui oleh perubahan temperatur yang terjadi.

Ditinjau dari sudut teori molukuler, yakni benda atau zat terdiri dari molekul, pemberian kalor pada zat menyebabkan molekul itu bergetar. Getaran ini makin bertambah jika kalor ditambah, sehingga tenaga kalor berubah menjadi tenaga getaran. Molekul yang bergetar ini tetap pada tempatnya tetapi getaran yang lebih hebat ini akan menyebabkan getaran yang lebih kecil dari molekul di sampingnya, bertambah getarannya, dan demikian seterusnya sehingga akhirnya getaran molekul pada bagian lain benda akan lebih hebat. Sebagai akibatnya, temperatur pada bagian lain benda itu akan naik dan kita lihat bahwa kalor berpindah ke tempat lain. Jadi pada konduksi kalor, tenaga kalor dipindahkan dari satu partikel zat ke partikel di sampingnya, berturut-turut sampai mencapai bagian lain zat yang bertemperatur lebih rendah.

a) Laju Perpindahan Kalor Konduksi

Persamaan umum laju konduksi untuk perpindahan kalor dengan cara konduksi dikenal dengan hukum Fourier (Fourier's Law) dimana "Laju perpindahan kalor konduksi pada suatu plat (Gambar 2.1) sebanding dengan beda temperature diantara dua sisi plat dan luasan perpindahan kalor, tetapi berbanding terbalik dengan tebal", yang dirumuskan seperti dibawah :

$$Q = kA - \frac{dT}{dx} \quad (2.8)$$

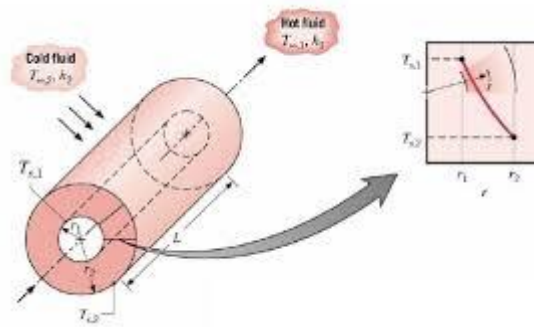


Gambar 2.5 Konduksi pada plat (Cengel, Y. A., 2003)

b) Laju perpindahan kalor pada silinder berongga

Pada Gambar 2.2 merupakan silinder panjang berongga dengan jari-jari dalam (r_1), jari-jari luar (r_2) dan panjang (L) dialiri kalor sebesar q . Temperatur permukaan dalam (T_1) dan temperature permukaan luar (T_2), konduktivitas termal silinder (k). Aliran kalor hanya berlangsung ke arah radial (arah r) saja. Luas bidang aliran kalor dalam system silinder ini adalah

$$A = 2 \pi rL \quad (2.9)$$



Gambar 2.6 Konduksi pada silinder berongga (Incropera & DeWitt, 2007)

Sehingga hukum fourier konduksi kalor duntuk silinder berongga menjadi :

$$q_k = kA \left(- \frac{dT}{dx} \right) = -k2\pi rL \frac{dT}{dx} \quad (2.10)$$

Kondisi batas (Boundary Condition, BC) :

- (i) $r = r_1$ $T = T_1$
- (ii) $r = r_2$ $T = T_2$

Dengan kondisi batas di atas, persamaan aliran kalor untuk koordinat silinder adalah :

$$qk \int_{r_1}^{r_2} \frac{1}{r} dr = -k2\pi rL \int_{T_1}^{T_2} dT$$

$$qk \int_{r_1}^{r_2} \frac{1}{r} dr = -k2\pi rL \frac{(T_1 - T_2)}{\ln(r_2 / r_1)} \quad (2.11)$$

2.2.3 Konduktifitas Termal

Konduksi termal merupakan fenomena perpindahan panas dari substansi bersuhu tinggi ke suhu yang lebih rendah. Sifat tersebut menunjukkan kemampuan suatu material untuk memindahkan panas atau disebut konduktifitas termal. Besarnya panas yang dipindahkan ditunjukkan pada persamaan berikut :

$$q = -k \frac{dT}{dx} \quad (2.12)$$

Nilai konduktivitas beberapa bahan dapat dilihat dalam (Tabel 2.1). Pada umumnya konduktivitas termal itu sangat bergantung pada suhu. Jika aliran panas dinyatakan dalam Watt per derajat Celcius. Laju panas dan nilai konduktivitas termal itu menunjukkan berapa cepat panas mengalir dalam bahan tertentu.

Tabel 2.1. Nilai Konduktivitas Termal Beberapa Bahan

Bahan	Konduktivitas termal	Panas spesifik
	k W/m ^o C	Cp J/kg ^o C
Logam	Perak (murni)	234
	Tembaga (murni)	383,1
	Al (murni)	896
	Nikel (murni)	445,9
	Besi (murni)	452
Bukan logam	Baja karbon 1% C	473
	Kuarsa	820
	Magnesit	1130
	Batu pasir	710
	Kaca	880
zat cair	Kayu maple	240
	Air raksa	1430
Gas	Air	4225
	H	14314
	He	5200
	Udara	1005
	Uap air jenuh	2060

(J.P. Holman, 1997, hal.7)

2.2.4 Difusivitas Termal

Difusivitas termal atau kebaوران termal merupakan sebuah parameter yang cukup penting dalam perpindahan panas konduksi. Makin besar angka difusivitas termal dalam sebuah medium maka makin cepat panas membaور dalam medium tersebut.

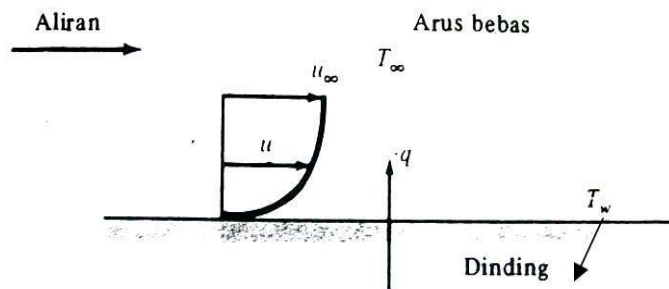
$$a = \frac{k}{\rho \cdot c} \quad (2.13)$$

Nilai α yang besar dapat berarti 2 hal : pertama, nilai konduktivitas termal yang tinggi menunjukkan laju perpindahan panas yang pesat; atau yang kedua, nilai kapasitas panas termal (*thermal heat capacity*) ρc yang rendah. Nilai kapasitas panas termal yang rendah berarti energi yang berpindah melalui bahan tersebut yang digunakan untuk menaikkan suhu jumlahnya lebih sedikit, sehingga energi yang dapat dipindahkan lebih banyak.

2.2.5 Perpindahan Panas Konveksi

Perpindahan panas konveksi merupakan transpor energi dengan kerja gabungan dari konduksi panas, penyimpanan energi, dan gerakan campuran.¹ Konveksi sangat penting sebagai mekanisme perpindahan energi antara permukaan benda padat, cair, atau gas. Perpindahan panas konveksi dapat dilihat seperti pada gambar (2.7). Persamaan perpindahan panas konveksi dapat dilihat dari persamaan (2.7), persamaan ini merupakan persamaan umum untuk setiap kondisi perpindahan panas konveksi.

$$q = h \cdot A \cdot (T_w - T_\infty) \quad (2.14)$$



Gambar 2.7. Perpindahan panas Konveksi

2.2.6 Koefisien Perpindahan Panas

Koefisien pindah panas digunakan dalam perhitungan pindah panas konveksi atau perubahan fase antara cair dan padat. Koefisien pindah panas banyak dimanfaatkan dalam ilmu termodinamika dan mekanika serta teknik kimia. Pada hukum Newton pendinginan, koefisien h adalah koefisien

perpindahan kalor konveksi dimana merupakan konstanta proporsionalitas pada persamaan pada hukum Newton pendinginan. Namun, koefisien “h” merupakan koefisien yang sama sekali berbeda dengan konduktivitas termal “k” yang muncul sebagai konstanta proporsionalitas dalam hukum Fourier. Secara khusus, h bukanlah merupakan properties dari material. Melainkan nilai koefisien h bergantung pada geometri, properties fluida, gerak, dan dalam beberapa kasus perbedaan suhu, $\Delta T = (T_s - T_\infty)$, dimana $h = f$ (geometri, gerakan fluida, sifat fluida, ΔT).

koefisien pindah panas adalah koefisien proporsionalitas antara fluks panas, $Q/(A.\Delta T)$, dan perbedaan temperatur ΔT , yang menjadi penggerak utama perpindahan panas.

Satuan SI dari koefisien pindah panas adalah watt per meter persegi-kelvin, $W/(m^2K)$. Koefisien pindah panas berkebalikan dengan insulasi termal. Terdapat beberapa metode untuk mengkalkulasi koefisien pindah panas dalam berbagai jenis kondisi pindah panas yang berbeda, fluida yang berlainan, jenis aliran, dan dalam kondisi termohidraulik. Perhitungan koefisien pindah panas dapat diperkirakan dengan hanya membagi konduktivitas termal dari fluida dengan satuan panjang, namun untuk perhitungan yang lebih akurat seringkali digunakan bilangan Nusselt, yaitu satuan tak berdimensi yang menunjukkan rasio pindah panas konvektif dan konduktif normal terhadap bidang batas.

2.2.7 Angka Nusselt

Seorang ilmuwan bernama Wilhelm Nusselt, yang memberikan banyak sumbangan dalam teori perpindahan panas konveksi, menemukan sebuah persamaan yang termasuk kelompok tak berdimensi. Dalam praktiknya angka ini dipakai dalam pencarian harga koefisien konveksi untuk setiap kasus tertentu, sebab setiap kasus mempunyai bilangan Nusselt tersendiri.

$$Nu = \frac{h.x}{k_f} \quad (2.15)$$

Pada konveksi bebas, aliran fluida terjadi karena berubah densitasnya akibat mengalami pemanasan atau pendinginan. Angka Nusselt pada kasus aliran konveksi merupakan fungsi dari bilangan Reynolds dan Grashof.

$$Nu_f = C(Gr_f Pr_f)^m \quad (2.16)$$

Subskrip f menunjukkan bahwa sifat-sifat untuk gugus tak berdimensi dievaluasi pada suhu film.

$$T_f = \frac{T_\infty + T_w}{2} \quad (2.17)$$

Produk perkalian antara angka Grashof dan angka Prandtl disebut angka Rayleigh.

$$Ra = Gr Pr \quad (2.18)$$

Pada konveksi paksa, aliran fluida yang terjadi adalah akibat dari adanya alat bantu. Pada konveksi paksa, angka Nusselt merupakan fungsi dari angka Reynold dan Prandtl.

$$Nu = C Re^m Pr^n \quad (2.19)$$

Dimana C , m , dan n adalah konstanta yang ditentukan dari percobaan.

2.2.8 Angka Nusselt pada Kasus Plat Datar

Pada teori perpindahan panas konveksi plat datar, wihelm nusselt memberikan rumus berikut

$$Nu_x = 0,332 Re_x^{1/2} Pr^{1/3} \left[1 - \left(\frac{x_0}{x} \right)^{3/4} \right]^{-1/3} \quad (2.20)$$

Atau, untuk kondisi plat yang dipanaskan pada keseluruhan panjangnya,

$$x_0 = 0$$

$$Nu_x = 0,332 Re_x^{1/2} Pr^{1/3} \quad (2.21)$$

$$Nu_x = 0,332 \left(\frac{u_\infty x}{\nu} \right)^{1/2} \left(\frac{Cp\mu}{k_f} \right)^{1/3} \quad (2.22)$$

2.2.9 Angka Nusselt pada Aliran Dalam Saluran

Aliran dalam saluran tertutup melibatkan suhu limbak (*bulk temperature*), yaitu suhu fluida yang dirata-ratakan energinya di seluruh penampang tabung. Dalam aliran tabung, koefisien perpindahan panas konveksi biasanya didefinisikan sebagai fluks panas lokal

$$\text{Fluks panas lokalm} = q'' = h(T_w - T_b) \quad (2.23)$$

Suhu limbak ini digunakan dalam perumusan koefisien perpindahan panas konveksi dalam aliran tabung dengan alasan dalam aliran tabung tidak terdapat kondisi aliran bebas yang jelas seperti pada aliran di atas plat rata. Untuk kebanyakan soal perpindahan panas pada aliran tabung atau aliran saluran, masalah yang menjadi pokok perhatian ialah energi total yang dipindahkan ke fluida, baik dalam panjang unsur saluran tabung maupun panjang keseluruhan saluran. Namun pada dasarnya suhu limbak dapat dicapai saat dibiarkan mencapai keseimbangan.

Untuk aliran turbulen yang sudah jadi atau berkembang penuh (*fully developed turbulent flow*) dalam tabung licin, oleh Dittus dan Boelter disarankan persamaan berikut :

$$Nu_d = 0,023Re_d^{0,8} \cdot Pr^n \quad (2.24)$$

Untuk persamaan ini sifat-sifat ditentukan pada suhu fluida limbak dan nilai eksponen n adalah sebagai berikut.

$$n = \begin{cases} 0,4 & \text{untuk pemanasan} \\ 0,3 & \text{untuk pendinginan} \end{cases}$$

Untuk kondisi aliran dalam saluran, angka Nusselt dapat dinyatakan dalam persamaan koefisien konveksi.

$$Nu_d = \frac{h \cdot d_0}{k_f} \quad (2.25)$$

Sehingga

$$\frac{h.d_0}{k_f} = 0,023\text{Re}_d^{0.8} \cdot \text{Pr}^n \quad (2.26)$$

2.2.10 Diameter Hidraulik

Penampang dalam saluran tidak selalu berbentuk lingkaran, oleh sebab itu korelasi perpindahan panas tersebut didasarkan atas diameter hidraulik D_H , yang didefinisikan sebagai :

$$D_H = \frac{4A}{p} \quad (2.27)$$

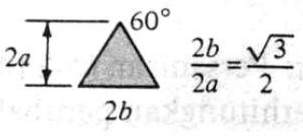
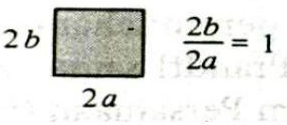

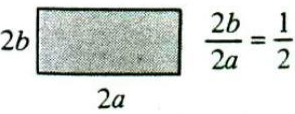

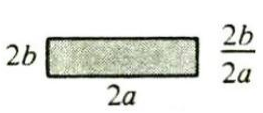


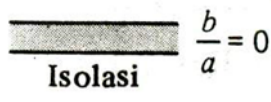
Pengelompokan ini dilakukan karena menghasilkan diameter fisis yang sebenarnya apabila diterapkan pada penampang berbentuk lingkaran. Diameter hidraulik harus digunakan dalam menghitung angka Nusselt dan angka Reynolds, dan dalam menentukan koefisien gesek yang akan dipergunakan dalam analogi Reynolds. Dengan adanya perhitungan diameter hidraulik ini maka perbedaan profil penampang saluran dapat disesuaikan.

Dalam kasus aliran dalam saluran yang turbulen pada saluran non-silindris, rumus Nusselt menjadi :

$$Nu_d = \frac{h.D_H}{k_f} \quad (2.28)$$

Variabel diameter hidraulik menggantikan parameter diameter dalam perhitungan. Sedangkan untuk kasus aliran dalam saluran yang laminar pada saluran non-silindris perhitungan angka Nusselt telah disederhanakan oleh Shah dan London. Mereka telah menghimpun informasi tentang gesekan fluida dan perpindahan panas untuk aliran laminar berkembang penuh di dalam saluran dengan berbagai bentuk penampang. Berikut daftar berbagai bentuk penampang tersebut.

Tabel 2.2. Perpindahan Panas dan Gesekan Fluida untuk Aliran Laminar yang Berkembang Penuh dalam Saluran dengan Berbagai Penampang.

Geometri ($L/D_H > 100$)	Nu_{H1}	Nu_{H2}	Nu_T	$f Re$
	3,111	1,892	2,47	13,333
	3,608	3,091	2,976	14,227
	4,002	3,862	3,34	15,054
	4,123	3,017	3,391	15,548
	4,364	4,364	3,657	16
	5,099	4,35	3,66	18,7
	6,490	2,904	5,597	20,585
	8,235	8,235	7,541	24
	5,385	-	4,861	24

(J.P. Holman, 1997, hal.268)

NuH1 = angka Nusselt rata-rata untuk fluks panas seragam dalam arah aliran

dan suhu dinding seragam pada penampang aliran tertentu.

NuH2 = angka Nusselt rata-rata untuk fluks panas seragam baik pada arah aliran

maupun sekeliling saluran.

NuT = angka Nusselt rata-rata untuk suhu dinding seragam.

$f Re$ = produk perkalian faktor gesek dengan angka Reynolds.

2.2.11 Angka Nusselt pada Aliran Silang Silinder

Pada model aliran konveksi pada silinder, kasus aliran silang adalah yang paling sering ditemui. Pada kasus ini proses pemisahan aliran bersifat rumit, maka perhitungan koefisien perpindahan panas rata-rata tidak mungkin didapatkan dari cara analitis. Namun data eksperimental Hilpert untuk gas dan dari Knudsen – Katz untuk zat cair menunjukkan bahwa koefisien perpindahan panas rata-rata dapat dihitung dari :

$$Nu_x = C \left(\frac{u_\infty x}{\nu} \right)^n Pr^{1/3} \quad (2.29)$$

Dimana konstanta C dan n sesuai dengan (Tabel 2.3.) berikut :

Tabel 2.3. Konstanta C dan n Aliran Silang

Re_{df}	C	n
0,4-4	0,989	0,330
4 -40	0,911	0,385
40 - 4000	0,683	0,466
4000 - 40000	0,193	0,618
40000 - 400000	0,0266	0,805

(J.P. Holman, 1997, hal.268)

Berbagai variasi persamaan Nusselt untuk kasus aliran menyilang silinder kemudian dirancang untuk rentang angka Reynolds yang berbeda. Ini

berarti ada persamaan-persamaan tertentu yang disesuaikan pemakaiannya pada kondisi kecepatan aliran fluida tertentu, diameter silinder tertentu, atau viskositas tertentu, sesuai dengan parameter angka Reynolds. Misal :

- Persamaan Nusselt untuk kondisi perpindahan panas dari zat cair ke silinder pada aliran silang oleh Fand, berlaku untuk rentang $10^{-1} < Re_f < 10^5$.

$$Nu_d = (0,35 + 0,56 Re_f^{0,52}) \cdot Pr^{0,3} \quad (2.30)$$

- Perhitungan dengan komputer digunakan rumus yang lebih rumit untuk rentang angka Reynolds yang lebih luas. Eckert dan Drake menyarankan rumus berikut untuk perpindahan panas dari tabung dalam aliran silang.

$$Nu_d = (0,43 + 0,5 Re^{0,5}) \cdot Pr^{0,38} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0,25} \quad \text{untuk } 1 < Re < 10^3 \quad (2.31)$$

$$Nu_d = (0,25 Re^{0,6}) \cdot Pr^{0,38} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0,25} \quad \text{untuk } 10^3 < Re < 2 \times 10^5 \quad (2.32)$$

- Churchill dan Bernstein menemukan rumus yang lebih komprehensif dan berlaku untuk seluruh rentang data yang ada, berlaku untuk rentang $10^2 < Re_d < 10^7$; $Pe_d > 0,2$.

$$Nu_d = 0,3 + \frac{0,62 Re^{1/2} Pr^{1/3}}{\left[1 + \left(\frac{0,4}{Pr} \right)^{2/3} \right]^{3/4}} \left[1 + \left(\frac{Re}{282.000} \right)^{5/8} \right]^{4/5} \quad (2.33)$$

Dimana $Pe =$ angka Peclet $= Re \cdot Pr$






Pilihan mengenai persamaan mana yang akan digunakan untuk aliran-aliran melintas silinder ditentukan dengan terkaan saja. Persamaan Hilpert dan Knudsen – Katz merupakan yang termudah dipakai dilihat dari segi perhitungannya. Persamaan Churchill – Bernstein yang lebih komprehensif lebih cocok untuk perhitungan dengan komputer karena persamaan demikian meliputi jenis fluida dan angka Reynolds yang lebih

luas. Namun pada kasus fluida udara, persamaan manapun antara keduanya dapat dipakai (Holman, 1997, hal. 271).

2.2.12 Angka Nusselt pada Aliran Silang Silinder Tak Bundar

Pada persoalan aliran silang pada silinder tak bundar, Jakob merangkumkan hasil-hasil percobaan mengenai perpindahan panas dari silinder yang tak bundar. Tabel yang dibawah ini merupakan ringkasan yang dipadukan dengan persamaan Hilpert dan Knudsen – Katz (2.23).

Tabel 2.4. Konstanta untuk Perpindahan Panas dari Silinder Tak Bundar

Geometri	Re_{df}	C	N
	$5 \times 10^3 - 10^5$	0,246	0,588
	$5 \times 10^3 - 10^5$	0,102	0,675
	$5 \times 10^3 - 10^5 - 1,95 \times 10^4$ $1,95 \times 10^4 - 10^5$	0,160 0,0385	0,638 0,728
	$5 \times 10^3 - 10^5$	0,153	0,638
	$4 \times 10^3 - 1,5 \times 10^4$	0,228	0,731

(J.P. Holman, 1997, hal.271)

2.2.13 Konveksi Bebas dari Silinder Horizontal

Konveksi bebas melibatkan perhitungan angka Grashof dalam persamaan Nusselt. Churchill dan Chu memberikan rumus Nusselt dengan rentang angka Rayleigh yang cukup luas.

$$Nu = 0,60 + 0,387 \left(\frac{Gr \cdot Pr}{[1 + (0,559/Pr)^{9/16}]^{6/9}} \right)^{1/6} \text{ untuk } 01^{-5} < Gr \cdot Pr < 10^{12} \quad (2.34)$$

Besar nilai koefisien konveksi kemudian dihitung sebagai koefisien konveksi rata-rata.

$$Nu = \frac{h.d_0}{k_f} \quad (2.35)$$

2.2.14 Konveksi Bebas dari Plat Horizontal

Untuk kondisi fluks panas tetap, harga Nusselt pada plat horizontal disesuaikan dengan kea rah mana aliran panas itu menghadap. Untuk muka yang dipanaskan menghadap ke atas, maka :

$$Nu_L = 0,13(Gr_L Pr)^{1/3} \quad \text{untuk } Gr_L Pr < 2 \times 10^8 \quad (2.36)$$

dan

$$Nu_L = 0,16(Gr_L Pr)^{1/3} \quad \text{untuk } 2 \times 10^8 < Gr_L Pr < 2 \times 10^{11} \quad (2.37)$$

Untuk muka yang dipanaskan menghadap ke bawah :

$$Nu_L = 0,58(Gr_L Pr)^{1/5} \quad \text{untuk } 10^6 < Gr_L Pr < 10^{11} \quad (2.38)$$

Harga koefisien konveksi dinyatakan dalam koefisien konveksi rata-rata.

$$Nu_L = \frac{h.L}{k_f} \quad (2.39)$$

dengan

$$L = \frac{A}{P} \quad (2.40)$$

2.2.15 Konveksi Bebas dari Plat Rata Vertikal

Konveksi bebas pada plat vertikal ini memiliki perumusan yang lebih sederhana, tidak terdapat rentang untuk parameter dari angka Nusselt-nya. Persamaan tak berdimensi untuk koefisien perpindahan panasnya adalah:

$$Nu_L = 0,508Pr^{1/2} (0,952 + Pr)^{-1/4} .Gr_x^{1/4} \quad (2.41)$$

Persamaan ini menunjukkan perubahan koefisien perpindahan panas local sepanjang plat vertikal. Untuk perubahan ini maka koefisien konveksi dinyatakan sebagai :

$$h = \frac{h_4}{3} h_{x+L} \quad (2.42)$$

2.2.16 Konveksi Bebas dari Permukaan Miring

Sebuah penelitian dilakukan oleh Fujii dan Imura dengan plat yang dipanaskan di dalam air pada berbagai sudut kemiringan. Sudut yang dibuat plat itu dengan bidang vertikal ditandai dengan θ , dengan tanda positif untuk menunjukkan bahwa permukaan pemanas menghadap ke bawah (arah sudut positif berlawanan arah jarum jam / *counterclockwise*). Untuk plat miring menghadap ke bawah dengan fluks panas hamper tetap, didapatkan korelasi berikut untuk angka Nusselt rata-rata.

$$Nu_e = 0,56(Gr_e Pr_e \cos \theta)^{1/4} \quad (2.43)$$

Batasan rumus ini adalah $\theta < 88^\circ$ dan $10^5 < Gr_e Pr_e \cos \theta < 10^{11}$.

Untuk plat hamper horizontal yang menghadap ke bawah ($88^\circ < \theta < 90^\circ$), didapat sebuah rumus tambahan.

$$Nu_e = 0,58(Gr_e Pr_e)^{1/5} \quad \text{untuk } 10^6 < Gr_e Pr_e < 10^{11} \quad (2.44)$$

2.3 Simulasi dengan Metode Numerik

Simulasi adalah imitasi dari sistem atau proses yang terjadi dalam dunia nyata dalam serangkaian waktu. Simulasi memiliki beberapa keuntungan seperti, mampu menjawab pertanyaan “bagaimana jika”, memberikan hipotesa mengenai *bagaimana* dan *mengapa* suatu fenomena dapat terjadi, serta waktu fenomena yang sedang diamati dapat dipercepat maupun diperlambat. Simulasi dapat dilakukan dengan komputer. Simulasi komputer merupakan alat yang secara virtual mampu menginvestigasi perilaku sistem yang sedang dipelajari. Dengan mengubah beberapa variabel, simulasi ini dapat membuat prediksi.

Komputasi fluida dinamis (*Computational Fluid Dynamics*) merupakan sekumpulan metodologi yang memungkinkan komputer menyajikan simulasi

numerik dari aliran fluida. Seluruh sistem, ditransformasikan ke dalam bentuk virtual, dan dapat divisualisasikan melalui komputer.

Pada umumnya proses perhitungan untuk aliran fluida diselesaikan dengan menggunakan persamaan energi, momentum dan kontinuitas. Persamaan yang digunakan adalah persamaan Navier-Stokes, persamaan ini ditemukan oleh G.G. Stokes di Inggris dan M. Navier di Perancis sekitar tahun awal tahun 1800. Adapun persamaan-persamaannya menurut Versteeg (1995) adalah sebagai berikut:

a. Persamaan Kontinuitas

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (2.45)$$

b. Persamaan Momentum

Momentum ke arah sumbu X

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u^2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho u w)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{1}{\text{Re}_r} \left(\frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} \right) \quad (2.46)$$

Momentum ke arah sumbu Y

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v^2)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho v w)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{1}{\text{Re}_r} \left(\frac{\partial \tau_{yx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} \right) \quad (2.47)$$

Momen ke arah sumbu Z

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u w)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v w)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w^2)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{1}{\text{Re}_r} \left(\frac{\partial \tau_{zx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} \right) \quad (2.48)$$

c. Persamaan Energi

$$\begin{aligned} \frac{\partial(E_r)}{\partial t} + \frac{\partial(uE_r)}{\partial x} + \frac{\partial(vE_r)}{\partial y} + \frac{\partial(wE_r)}{\partial z} = & -\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} - \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} - \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} - \frac{1}{\text{Re}_r \text{Pr}_r} \\ & \left(\frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{\partial q_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_z}{\partial z} \right) + \frac{1}{\text{Re}_r} \left(\frac{\partial}{\partial x} (u\tau_{xx} + v\tau_{xy} + w\tau_{xz}) + \frac{\partial}{\partial y} (u\tau_{xy} + v\tau_{yy} + w\tau_{yz}) + \right. \\ & \left. \frac{\partial}{\partial z} (u\tau_{xz} + v\tau_{yz} + w\tau_{zz}) \right) \end{aligned} \quad (2.49)$$

Pada dasarnya CFD mengganti persamaan-persamaan diferensial parsial dari kontinuitas, momentum, dan energi dengan persamaan-persamaan aljabar.

Persamaan yang asalnya kontinu (memiliki jumlah sel tak terhingga) dirubah menjadi model diskrit (jumlah sel terhingga).

Ada tiga teknik solusi numerik aliran yang berbeda, yaitu *finite difference*, *finite element* dan *finite volume methods*. Beberapa metode diskritisasi yang digunakan untuk memecahkan persamaan-persamaan diferensial parsial menurut Versteeg (1995) adalah:

a. Metode Beda Hingga (*finite difference method*)

Dalam metode ini area aliran dipisahkan menjadi satu set poin *grid* dan fungsi kontinu (kecepatan, tekanan, dan lainnya) didekati dengan nilai-nilai diskrit dan fungsi-fungsi ini dihitung pada titik-titik *grid*. Turunan dari fungsi didekati dengan menggunakan perbedaan antara nilai fungsi pada titik lokal *grid* dibagi dengan jarak *grid*.

b. Metode Elemen Hingga (*finite element method*)

Metode adalah teknik numerik untuk menemukan solusi perkiraan ke batas nilai masalah untuk persamaan diferensial parsial. Metode ini membagi masalah besar menjadi lebih kecil dan sederhana yang disebut elemen hingga.

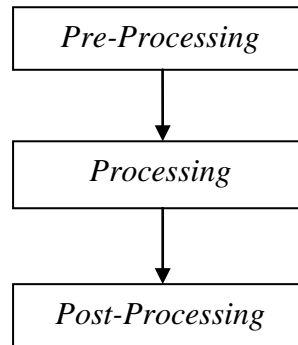
Persamaan sederhana yang memodelkan seluruh kasus kemudian disusun menjadi sebuah sistem persamaan yang lebih luas. Persamaan konservasi kekekalan massa, momentum, dan energi ditulis dalam bentuk yang tepat untuk setiap elemen, dan hasil dari set persamaan aljabar untuk bidang aliran diselesaikan secara numerik.

c. Metode Volume Hingga (*finite volume method*)

Finite volume method adalah metode untuk mewakili dan mengevaluasi persamaan diferensial parsial dalam bentuk aljabar. Metode ini sama seperti *finite difference method* dan *finite element method*, nilai-nilai dihitung di tempat terpisah pada geometri yang di *mesh*. Metode ini mengacu pada volume kecil disekitar *node* pada *mesh*. Dalam metode ini, volume integral dalam persamaan diferensial yang memiliki istilah divergensi dikonversi ke *surface integrals* menggunakan teori divergensi.

Metode diskritisasi yang dipilih pada umumnya menentukan kestabilan dari program numerik/*CFD* yang dibuat atau program *software* yang ada.

Sementara itu, Versteeg dan Malalasekera (Versteeg & Malalasekera, 2007) membagi struktur pada komputasi fluida/*CFD* kedalam tiga elemen yaitu *pre-processing*, *processing*, dan *post-processing*.



Gambar 2.8 Flowchart proses Fluent®

2.3.1 *Pre-Processing*

Tahap *preprocessing* merupakan tahap awal dari proses *CFD*, pada tahap ini akan dilakukan beberapa proses sebagai berikut:

- Pendefinisian domain komputasi, yaitu pendefinisian ruang geometri yang diinginkan.
- Pembuatan/*generate grid/mesh*.
- Pemilihan fenomena yang akan dimodelkan.
- Pendefinisian atribut-atribut fluida.
- Penentuan kondisi-kondisi batas yang diinginkan.

2.3.2 *Processing*

Dengan metode *finite volume*, algoritma untuk penyelesaian numerik terdiri dari beberapa langkah berikut:

- Integrasi persamaan aliran fluida yang digunakan, pada seluruh domain.
- Diskritisasi, yaitu konversi dari persamaan integral ke dalam sistem persamaan aljabar.
- Solusi persamaan aljabar dengan metode iteratif.

2.3.3 *Post-Processing*

Tahap ini berupa visualisasi data-data hasil simulasi, mencakup:

- Tampilan domain geometri dan *grid*.
- Plot vektor.
- Plot garis dan bayangan.
- 2D dan 3D *surface plot*.
- *Particle Tracking*.
- *View manipulation (translation, rotation, scalling, dan lain-lain)*.

Komputasi fluida dinamis sangat berguna di berbagai bidang baik industri maupun non-industri. Beberapa contohnya adalah aerodinamik pesawat dan kendaraan, hidrodinamika kapal, pembangkit listrik, mesin turbo, rekayasa elektrik dan elektronik, rekayasa proses kimia, lingkungan eksternal dan internal bangunan, teknik kelautan, teknik lingkungan, hidrologi dan oseanografi, meteorologi, dan rekayasa biomedis.

2.4 Persamaan Differensial Parsial

Persamaan diferensial parsial digunakan di seluruh bidang matematika terapan dan bisa dimanfaatkan untuk memodelkan beragam permasalahan praktis seperti peramalan cuaca, desain pesawat terbang, mobil berkecepatan tinggi, serta penilaian potensi investasi saham finansial. Persamaan ini juga dapat digunakan untuk menjelaskan beragam sistem dalam dunia fisik, seperti mekanika fluida dan benda padat, evolusi populasi dan penyakit, serta fisika matematis (Shearer & Levy, 2015).

Diberikan sebuah fungsi u yang bergantung pada x dan y , turunan parsial dari u terhadap x di sembarang titik (x, y) didefinisikan dengan

$$\frac{\partial u}{\partial x} = \lim_{\Delta x \rightarrow 0} \frac{u(x + \Delta x, y) - u(x, y)}{\Delta x} \quad (2.50)$$

Serupa, turunan parsial u terhadap y di sembarang titik (x, y) didefinisikan sebagai

$$\frac{\partial u}{\partial y} = \lim_{\Delta y \rightarrow 0} \frac{u(x, y + \Delta y) - u(x, y)}{\Delta y} \quad (2.51)$$

Sebuah persamaan yang mengandung turunan parsial dari fungsi yang tidak diketahui, dengan dua atau lebih variabel bebas disebut dengan *persamaan diferensial parsial* (Chapra & Canale, 2015). Contoh bentuk persamaan tersebut adalah sebagai berikut.

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + 2xy \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + u = 1 \quad (2.52)$$

$$\frac{\partial^3 u}{\partial x^2 \partial y} + x \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + 8u = 5y \quad (2.53)$$

$$\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \right)^3 + 6 \frac{\partial^3 u}{\partial x^2 \partial y} = x \quad (2.54)$$

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + xu \frac{\partial u}{\partial y} = x \quad (2.55)$$

Bentuk persamaan diferensial parsial dapat dikaji berdasarkan *orde*, linearitas, serta karakteristiknya. *Orde* adalah tingkat tertinggi suku turunan. Sementara linearitas bergantung pada bentuk fungsi u , turunan u , dan koefisien persamaan tersebut. Suatu persamaan disebut fungsi linear jika fungsi tersebut linear pada u dan turunan u , serta koefisien persamaan tersebut hanya bergantung pada variabel bebas (x atau y) atau konstanta. Contoh klasifikasi orde dan linearitas persamaan diferensial parsial terdapat dalam Tabel 2.5 berikut.

Tabel 2.5 Klasifikasi Orde dan Linearitas Persamaan Diferensial Parsial

Persamaan	Orde	Linear
(2.27)	2	Ya
(2.28)	3	Ya
(2.29)	3	Tidak
(2.30)	2	Tidak

Persamaan diferensial parsial linear orde dua, dengan dua variabel bebas, dapat dikelompokkan menjadi eliptik, parabolik, dan hiperbolik. Beberapa persamaan tersebut dapat dinyatakan dalam bentuk umum berikut,

$$A \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + B \frac{\partial^2 u}{\partial x \partial y} + C \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} - D = 0 \quad (2.56)$$

dengan A , B , dan C adalah fungsi dari x dan y , dan D adalah sebuah fungsi dari x , y , u , $\frac{\partial u}{\partial x}$, dan $\frac{\partial u}{\partial y}$.

Tabel 2.6 Klasifikasi Persamaan Diferensial Parsial Orde Dua – Linear

$B^2 - 4AC$	Klasifikasi
<0	Eliptik
$=0$	Parabolik
>0	Hiperbolik

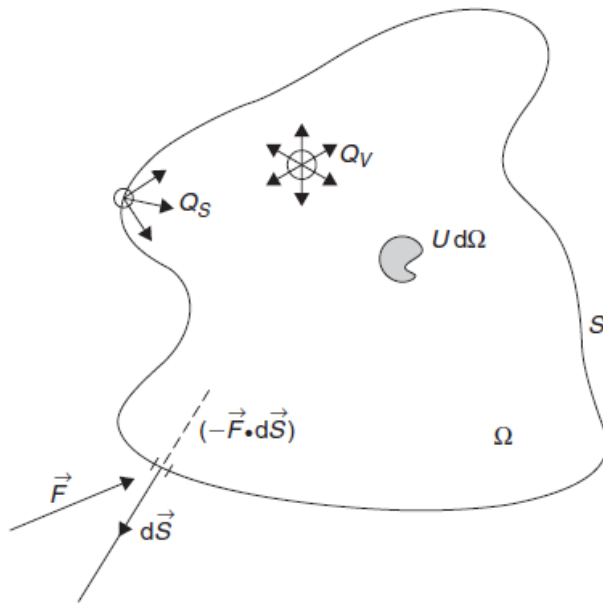
Klasifikasi persamaan tersebut ditentukan berdasarkan nilai diskriminannya sesuai dengan Tabel 2.2 di atas. Persamaan *eliptik* biasa digunakan untuk system dengan karakteristik yang stabil (*steady-state*). Persamaan *parabolik*, menunjukkan bagaimana suatu fungsi bervariasi dalam ruang dan waktu. Beberapa kasus merujuk pada masalah penjalaran, yaitu bagaimana solusi menjalar atau berubah dalam waktu. Sementara untuk kategori *hiperbolik* juga merujuk penjalaran pada solusi, namun disertai osilasi.

2.5 Hukum Konservasi

Hukum konservasi menjadi dasar dalam pemahaman mengenai dunia fisik, tentang proses yang dapat atau tidak dapat terjadi di alam. Menurut Hirsch (Hirsch, 2007), hukum konservasi pada sebuah kuantitas U mengikuti aturan logis dan konsisten berikut

Perubahan total kuantitas U pada sebuah domain, sebanding dengan jumlah kuantitas yang masuk dan keluar pada domain tersebut, ditambah kontribusi dari beberapa sumber penghasil kuantitas tersebut. Jumlah kuantitas yang masuk dan keluar ini disebut dengan fluks.

Berdasarkan studi sifat fisik pada sistem aliran fluida, tidak semua aliran kuantitas mematuhi hukum konservasi. Seperti yang diketahui hingga kini, hukum-hukum yang menjelaskan tentang aliran fluida (dinamika fluida), didefinisikan oleh konservasi dari tiga kuantitas berikut, yaitu massa, momentum (produk dari densitas dan kecepatan), dan energi.



Gambar 2.9 Bentuk Umum Persamaan Konservasi untuk Kuantitas Skalar
 Suatu volume Ω , dibatasi oleh sebuah permukaan tertutup S . Simbol Ω disebut dengan *kontrol volume*, dan S disebut dengan *kontrol permukaan*. Jumlah total kuantitas U di dalam sebuah domain volume Ω , disimbolkan sebagai berikut.

$$\int_{\Omega} U d\Omega \quad (2.56)$$

Sementara perubahan () per unit waktu () pada jumlah total kuantitas U di dalam Ω , disimbolkan sebagai berikut.

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} U d\Omega \quad (2.57)$$

Total fluks merujuk pada hukum konservasi “jumlah kuantitas U yang masuk dan keluar pada domain”. Fluks sendiri didefinisikan sebagai jumlah kuantitas U yang melintasi suatu unit permukaan per unit waktu. Fluks adalah vektor, yaitu besaran yang memiliki nilai dan arah. Jika vektor ini paralel dengan permukaan, maka tidak ada fluks yang akan memasuki domain. Oleh karena itu, hanya fluks yang searah dengan normal permukaan saja yang akan memasuki suatu domain, dan berkontribusi terhadap perubahan kuantitas U . Jadi, jumlah U yang melintasi permukaan suatu elemen per unit waktu, didefinisikan oleh produk skalar dari fluks dan elemen permukaan berikut.

$$F_n dS = \vec{F} \cdot d\vec{S} \quad (2.58)$$

Dengan vektor elemen permukaan $d\vec{S}$ menunjuk sepanjang *normal arah keluar*. Total kontribusi dari fluks yang masuk adalah jumlah pada seluruh elemen permukaan $d\vec{S}$ dari permukaan tertutup S , dan disimbolkan sebagai berikut.

$$-\oint_S \vec{F} \cdot d\vec{S} \quad (2.59)$$

Tanda minus artinya, fluks berkontribusi positif ketika memasuki domain.

Selanjutnya sumber-sumber lain yang turut berkontribusi pada kuantitas U , dibagi menjadi *sumber volume* dan *sumber permukaan*, Q_v dan Q_s dan total kontribusinya berbentuk sebagai berikut.

$$\int_{\Omega} Q_v d\Omega + \oint_S \vec{Q}_s \cdot d\vec{S} \quad (2.60)$$

Berikut bentuk umum hukum konservasi pada kuantitas U ,

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} U d\Omega = -\oint_S \vec{F} \cdot d\vec{S} + \int_{\Omega} Q_v d\Omega + \oint_S \vec{Q}_s \cdot d\vec{S} \quad (2.61)$$

yang biasanya ditulis sebagai berikut

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} U d\Omega + \oint_S \vec{F} \cdot d\vec{S} = \int_{\Omega} Q_v d\Omega + \oint_S \vec{Q}_s \cdot d\vec{S} \quad (2.62)$$

Teorema Gauss menyatakan bahwa integral permukaan dari fluks sama dengan integral volume divergen fluks tersebut,

$$\oint_S \vec{F} \cdot d\vec{S} = \int_{\Omega} \vec{\nabla} \cdot \vec{F} d\Omega \quad (2.63)$$

dengan catatan bahwa tiap volume Ω diselimuti oleh permukaan S , sehingga bentuk persamaan (2.38) dapat dinyatakan sebagai berikut.

$$\int_{\Omega} \frac{\partial U}{\partial t} d\Omega + \int_{\Omega} \vec{\nabla} \cdot \vec{F} d\Omega = \int_{\Omega} Q_v d\Omega + \int_{\Omega} \vec{\nabla} \cdot \vec{Q}_s d\Omega \quad (2.64)$$

Persamaan diatas diintegalkan pada domain yang sama, yaitu pada volume Ω , sehingga akan berlaku juga secara lokal di tiap titik pada domain tersebut. Dengan kata lain, persamaan di atas dapat dinyatakan dalam bentuk diferensial berikut.

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot \vec{F} = Q_v + \vec{\nabla} \cdot \vec{Q}_s \quad (2.65)$$

Jika tidak ada sumber pada domain, maka $Q_v = Q_s = 0$, sehingga persamaan (2.65) berbentuk sebagai berikut.

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot \vec{F} = 0 \quad (2.66)$$

Fluks dihasilkan dari dua kontribusi, yaitu transpor konvektif dan difusi. Fluks konvektif, merepresentasikan jumlah kuantitas U yang diangkut oleh aliran dengan kecepatan, dengan

$$\vec{F}_c = U \vec{v} \quad (2.67)$$

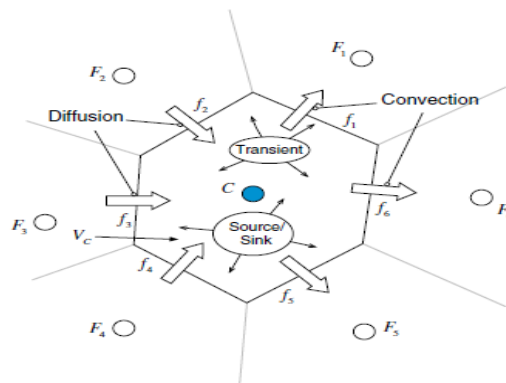
dengan u merupakan kuantitas per unit massa. Sementara Fluks difusi adalah kontribusi yang dihasilkan fluida dalam kondisi tenang, berkenaan dengan efek makroskopik atau agitasi molekuler,

$$\vec{F}_D = -k \rho \vec{\nabla} u \quad (2.68)$$

Dengan k adalah koefisien difusi, sehingga persamaan (2.65) dapat dinyatakan dalam bentuk berikut.

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (k\rho \vec{\nabla} u) + Q_v + \vec{\nabla} \cdot \vec{Q}_s \quad (2.69)$$

Persamaan di atas disebut juga persamaan transport dalam bentuk konservatif. Moukalled dkk., (Moukalled, et al., 2016) mengilustrasikan bentuk persamaan transport konveksi difusi seperti gambar berikut, dengan C adalah elemen tetangga, V_c adalah sisi ke- i sel C , dan V adalah volume kontrol.



$$\frac{\partial U}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (k\rho \vec{\nabla} u) = \vec{\nabla} \cdot (k\rho \vec{\nabla} u) + Q_v + \vec{\nabla} \cdot \vec{Q}_s$$

transcient + convective = diffusive + source term

Gambar 2.10 Konservasi pada Elemen Diskret

BAB 3 METODE PENELITIAN

3.1 Tempat dan Waktu Penelitian

3.1.1 Tempat

Adapun tempat pelaksanaan penelitian dilaksanakan di Laboratorium Komputer Gedung D Lantai 3 Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara, Jalan Kapten Muchtar Basri No. 3 Medan.

3.1.2 Waktu Penelitian

Waktu pelaksanaan penelitian dilakukan setelah mendapat persetujuan dari pembimbing, dan terlihat pada tabel 3.1

Tabel. 3.1. Waktu pelaksanaan penelitian

No	Uraian kegiatan	Waktu (Bulan)				
		1	2	3	4	5
1	Pengajuan Judul	■				
2	Studi Literatur	■	■			
3	Persiapan Bahan		■			
4	Pelaksanaan Penelitian		■	■		
5	Pengujian Penelitian			■		
6	Pengolahan Data			■	■	
7	Asistensi dan Perbaikan		■	■	■	■

3.2 Alat dan Bahan

1. Komputer dengan spesifikasi:

- Prosesor Intel(R) Xeon(R) CPU E3-1246 v3 @3.50Ghz 3.50Ghz
- Memori 8.00 GB
- Sistem Operasi Windows 7 64-bit



Gambar 3.1 Komputer Laboratorium Fakultas Teknik

2. Perangkat lunak *solidwork* 2014

Perangkat lunak *solidwork* merupakan program komputer yang berfungsi untuk melakukan analisa kekuatan. Program tersebut dapat membantu kita dalam membuat desain. Dengan demikian, selain biaya yang dikeluarkan berkurang, waktu market dari benda pun dapat dipercepat. *solidwork* dibuat dengan berdasarkan pada teori yang terdapat dalam perumusan metode elemen hingga. Program ini relative lebih mudah digunakan untuk menggambar komponen 3D,

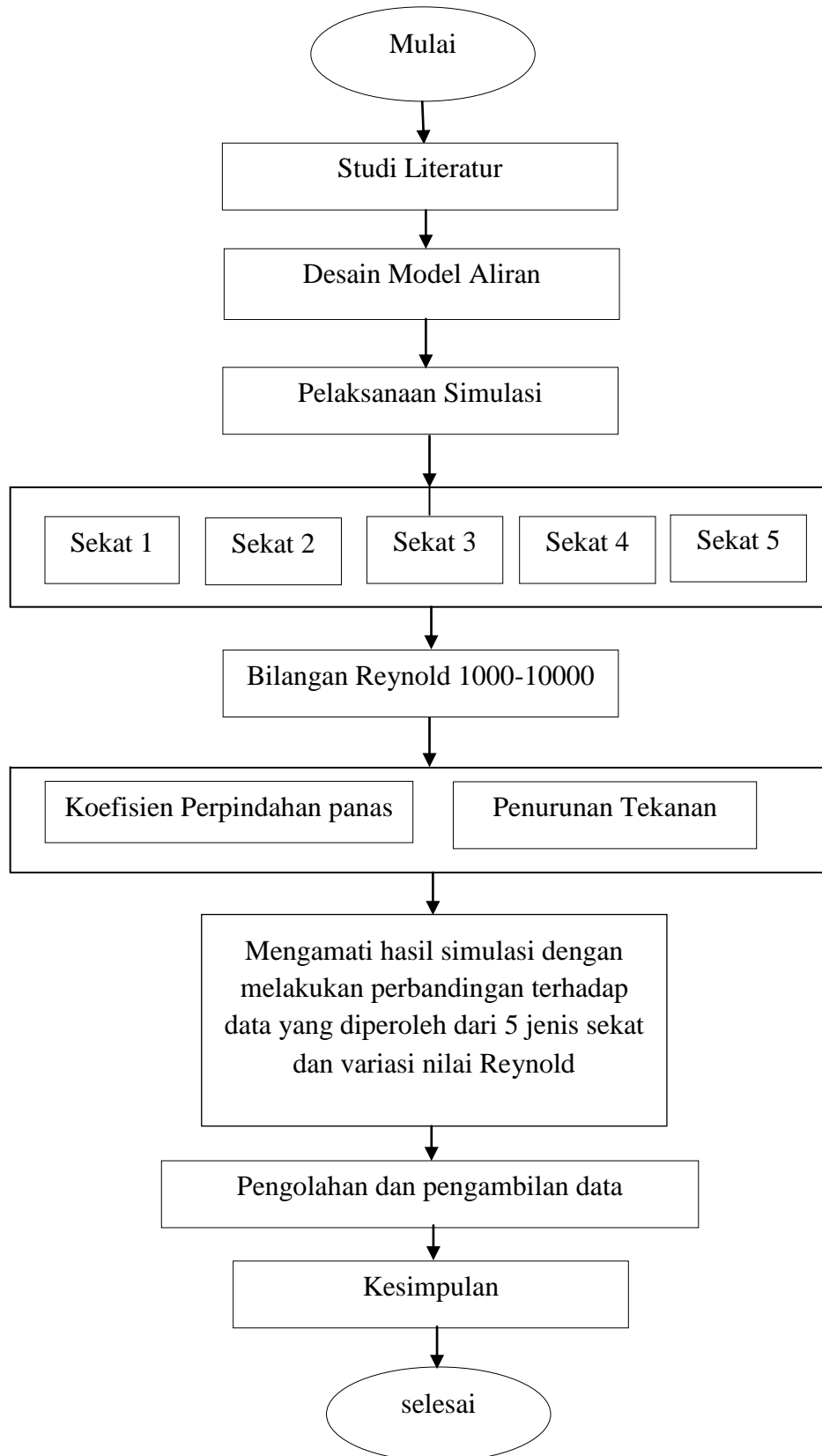
Spesifikasi minimum untuk menjalankan perangkat lunak *Solidworks* 2014 :

- Prosesor Intel atau AMD dengan SSE2 support
- Memori 8.00 GB
- Sitem Operasi Windows 7 64-bit



Gambar 3.2 Perangkat Lunak Solidwork 2014

3.3 Diagram Alir Penelitian

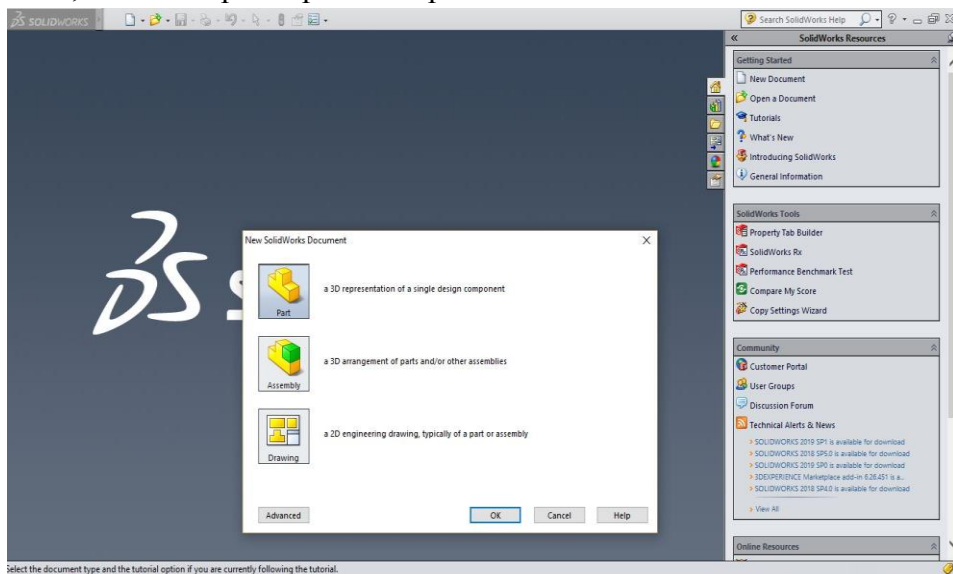


Gambar 3.4 Bagan alir penelitian

3.4. Perancangan Model dengan Solidwork 2014

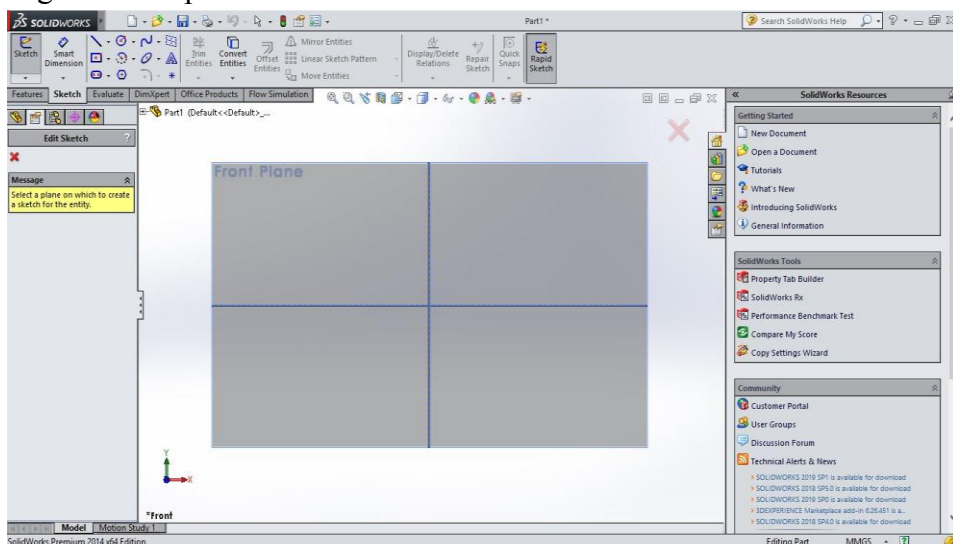
Model yang akan dirancangan pada saluran segiempat ini dengan menggunakan *softwaresolidwork* 2014 dengan langkah langkah sebagai berikut:

1. Menyalakan laptop yang akan digunakan untuk merancang desain saluran segiempat yang akan di buat
2. Buka *software solidwork* 2014 pada komputer
3. Pilih “New Document” pada sudut kanan atas tampilan software solidwork 2014, kemudian pilih “part” dan pilih “ok”



Gambar 3.5 tampilan awal solidwork

4. Pilih “insert” pada menu bar kemudian pilih “sketch” dan kemudian pilih bagian “front plane”



Gambar 3.6 plane perancangan

5. Membuat desain pola saluran segi empat

Adapun saluran segiempat yang ingin kita rencanakan memiliki ukuran sebagai berikut

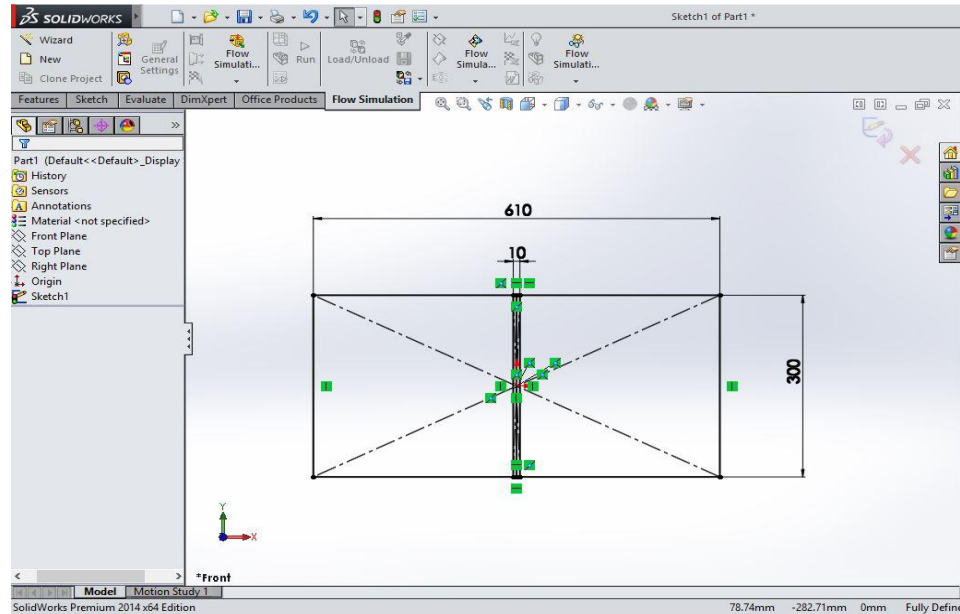
Panjang = 2000 mm

Lebar = 300 mm

Tinggi = 300 mm

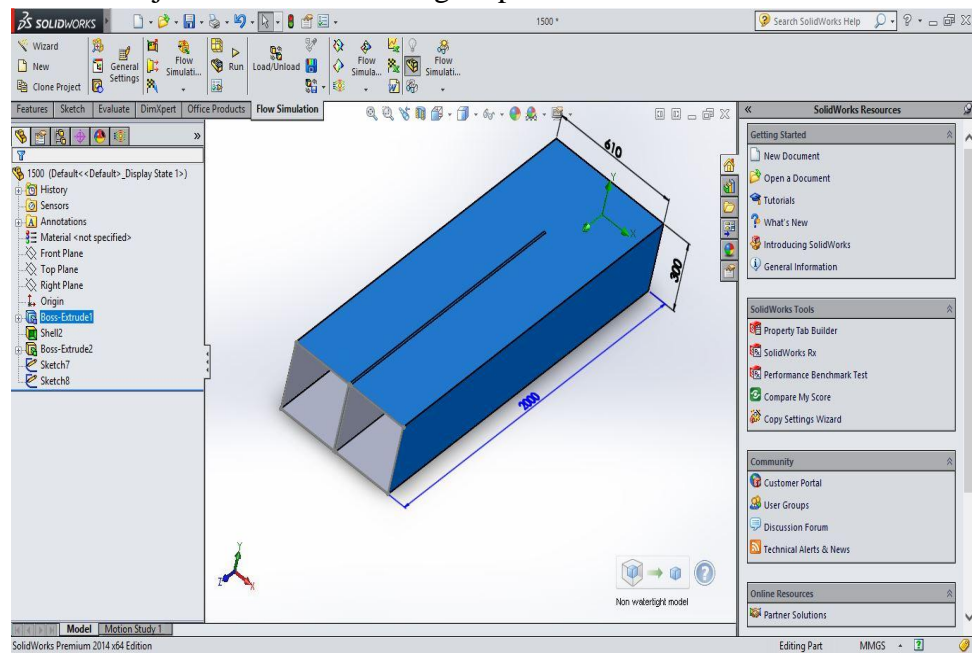
Tebal bahan = 1 mm

Tebal sekat = 10 mm



Gambar 3.7 desain dan ukuran saluran segi empat

6. Gambar jadi Desain saluran segiempat



Gambar 3.8 saluran segiempat yang telah direncanakan

3.5. Prosedur Percobaan

Adapun prosedur penelitian yang dilakukan untuk mendapatkan hasil simulasi akibat adanya pengujian dalam melaksanakan penelitian ini. Yaitu sebagai berikut :

1. Pilih *flow simulation* yang ada pada menu bar pada *software solidwork 2014*
2. Pilih *wizard* yang ada sub menu dari pada *flow simulation*
3. Pilih jenis fluida yang akan digunakan pada saluran segiempat untuk dilakukan simulasi (dalam penelitian ini fluida yang dipilih udara)
4. Masukkan nilai *roughness* atau tingkat kekasaran pada permukaan material dalam saluran segiempat ini (dipilih bahan acrylic dengan tingkat kekasaran permukaan 0,29 micrometer

Denture-base material	Processing	Surface roughness (μm)
Acrylic resin	Finished	$0.29 \pm 0.03^*$
	Finished + Polished	0.15 ± 0.05
Denture liner	Finished	$0.52 \pm 0.06^*$
	Finished + Polished	0.18 ± 0.02

5. Masukkan nilai temperatur Fluida
6. Pilih menu *boundary condition* yang ada pada sub menu kemudian pilih inlet velocity lalu masukkan nilai kecepatan aliran fluida (nilai kecepatan didapat dari hasil variasi Re 1000-10000 dengan suhu awal 60°C)
7. Setelah itu pilih *boundary condition* juga, untuk memilih environment pressure yang bertujuan sebagai arah keluar dari pada aliran fluida. (suhu udara akhir 20°C)
8. Pilih goals pada menu sub dengan tujuan agar memperoleh hasil dari pengujian dari data pengujian yang disimulasikan (dalam penelitian ini dipilih goals berupa *total pressure, heat transfer, turbulence intensity*.)
9. Setelah selesai, klik *run* pada menu bar untuk mendapatkan *calculation*.
10. Setelah proses *running* selesai, klik menu result lalu klik cut plot dengan tujuan untuk menampilkan variasi warna aliran yang ditampilkan pada saluran segiempat, warna ini tergantung pada goals yang telah dipilih sebelum proses *run*.

11. Lalu melakukan ulang percobaan ini berdasarkan variasi sekat 1-5

Dengan panjang sekat, sebagai beriku:

Panjang sekat 1 = 1000

Panjang sekat 2 = 1200

Panjang sekat 3 = 1500

Panjang sekat 4 = 1700

Panjang sekat 5 = 1800

BAB 4

HASIL DAN PEMBAHASAN

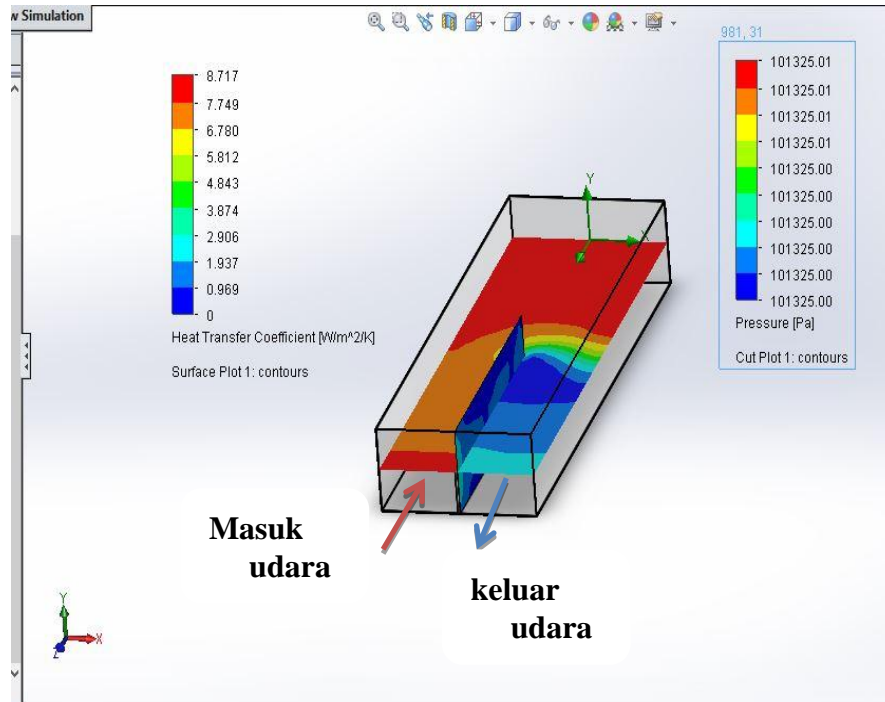
Hasil dari simulasi penelitian fluktuasi tekanan pada sisi inlet pada saluran segiempat menggunakan perangkat lunak *solidwork* 2014 dengan 10 (sepuluh) variasi bilangan Reynolds dan 5 (lima) variasi sekat. Berikut ini adalah hasil dari fluktuasi tekanan yang dikelompokkan berdasarkan variasi bilangan Reynolds yang diikuti dengan variasi kecepatan yang masuk kedalam saluran inlet pada saluran segiempat terhadap 5 (lima) variasi sekat.

4.1. Variasi Sekat 1 Dengan Bilangan Reynolds 1000 – 10000 dan Koefisien Perpindahan panas.

- variasi sekat 1 dengan menggunakan nilai bilangan Reynold sebesar 1000, untuk menentukan nilai kecepatan dari variasi aliran ini, dapat dilakukan dengan perhitungan berikut :

$$\begin{aligned} \text{Re} &= 1000 \\ \text{Re} &= \frac{v \cdot D_h}{\rho} \\ v &= \frac{\text{Re} \cdot \rho}{D_h} \\ &= \frac{1000 \cdot 0,018 \times 10^{-3}}{0,3} \\ &= \frac{0,018}{0,3} \\ &= 0,06 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Boundary condition yang digunakan untuk proses simulasi ini yaitu untuk nilai *inlet velocity* adalah 0,06 m/s, dan nilai suhu pada *enviroment pressure* adalah 293 K. Sehingga didapat hasil simulasi sebagai berikut :



Gambar 4.1 Visualisasi sekat 1 dengan Re 1000

Simulasi dengan Bilangan Reynolds 1000 menunjukkan bahwa pada gambar terlihat. Tercatat nilai tekanan maksimum 101325,01 Pa dan nilai tekanan minimum 101325,00 Pa.

Untuk mendapat kan nilai ΔP yang akan digunakan untuk perhitungan selanjutnya dapat dilakukan dengan cara nilai maksimum dikurangi dengan nilai minimum (101325,01-101325,00) sehingga didapat besaran nilai ΔP sebesar 0,01 Pa.

- Harga Koefisien Perpindahan Kalor Total untuk Saluran Segiempat jenis aliran berlawanan arah dengan menggunakan bahan *acrylic* memiliki nilai koefisien perpindahan kalor sebesar 8.717 (w/m^2K) sebagaimana didapat dari proses simulasi *software solidwork*.

$$Re = 2000$$

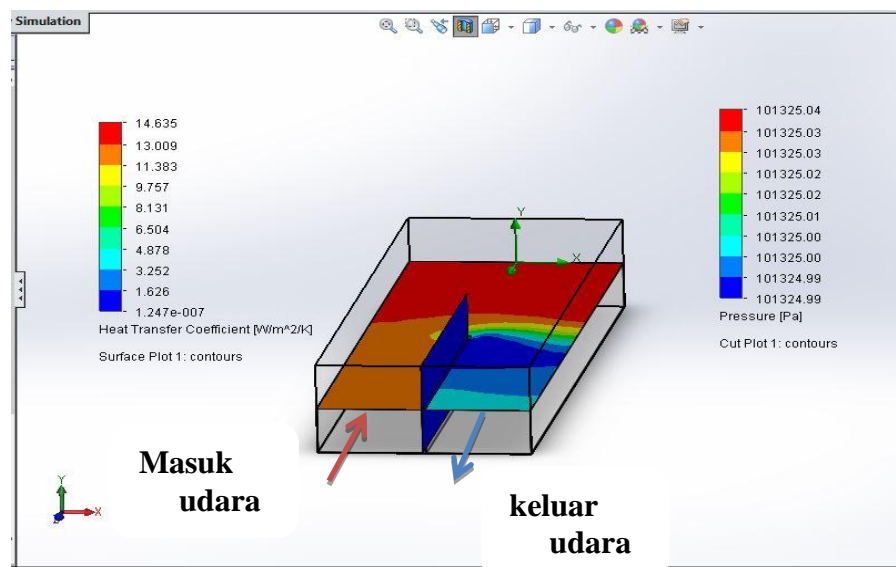
$$Re = \frac{v \cdot D_h}{\rho}$$

$$v = \frac{Re \cdot \rho}{D_h}$$

$$= \frac{2000 \cdot 0,018 \cdot 10^{-3}}{0,3}$$

$$= \frac{0,036}{0,3}$$

$$= 0,12 \text{ m/s}$$



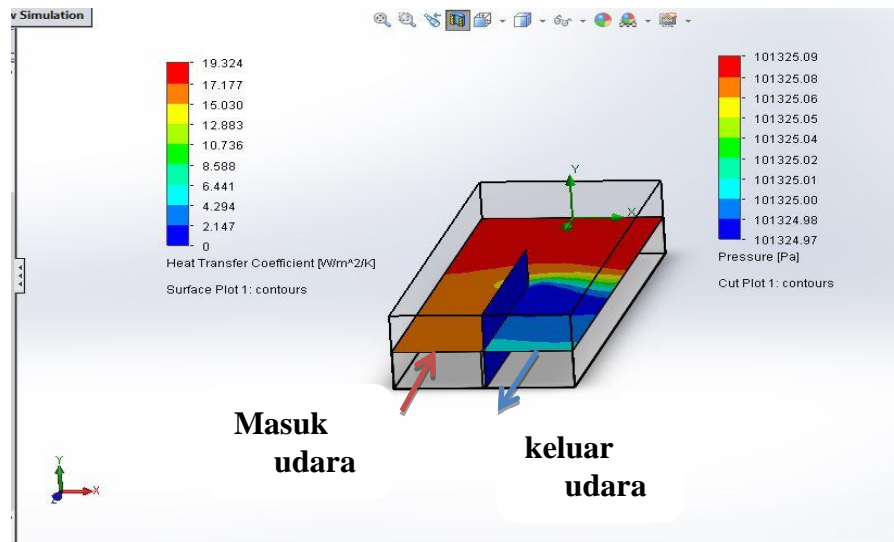
Gambar 4.2 visualisasi sekat 1 dengan Re 2000

Simulasi dengan Bilangan Reynolds 2000 menunjukkan bahwa pada gambar terlihat. Tercatat nilai tekanan maksimum 101325,04 Pa dan nilai tekanan minimum 101324,99 Pa.

Untuk mendapat nilai ΔP yang akan digunakan untuk perhitungan selanjutnya dapat dilakukan dengan cara nilai maksimum dikurangi dengan nilai minimum (101325,04-101324,99) sehingga didapat besaran nilai ΔP sebesar 0,05 Pa.

- Harga Koefisien Perpindahan Kalor Total untuk Saluran Segiempat jenis aliran berlawanan arah dengan menggunakan bahan *acrylic* memiliki nilai koefisien perpindahan kalor sebesar 14.635 ($\text{w/m}^2\text{K}$) sebagaimana didapat dari proses simulasi *software solidwork*.

$$\begin{aligned}
 \text{Re} &= 3000 \\
 \text{Re} &= \frac{v \cdot D_h}{\rho} \\
 v &= \frac{\text{Re} \cdot \rho}{D_h} \\
 &= \frac{3000 \cdot 0,018 \times 10^{-3}}{0,3} \\
 &= \frac{0,054}{0,3} \\
 &= 0,18 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$



Gambar 4.3 visualisasi sekat 1 dengan Re 3000

Simulasi dengan Bilangan Reynolds 3000 menunjukkan bahwa pada gambar terlihat. Tercatat nilai tekanan maksimum 101325,09 Pa dan nilai tekanan minimum 101324,97 Pa.

Untuk mendapat kan nilai ΔP yang akan digunakan untuk perhitungan selanjutnya dapat dilakukan dengan cara nilai maksimum dikurangi dengan nilai minimum (101325,09-101324,97) sehingga didapat besaran nilai ΔP sebesar 0,12 Pa.

- Harga Koefisien Perpindahan Kalor Total untuk Saluran Segiempat jenis aliran berlawanan arah dengan menggunakan bahan *acrylic* memiliki nilai koefisien perpindahan kalor sebesar 19.324 (w/m²·K) sebagaimana didapat dari proses simulasi *software solidwork*.

Tabel 4.1 sekat 1 Dengan Aliran Kecepatan terhadap Pressure Drop Dan Koefisien Perpindahan Panas

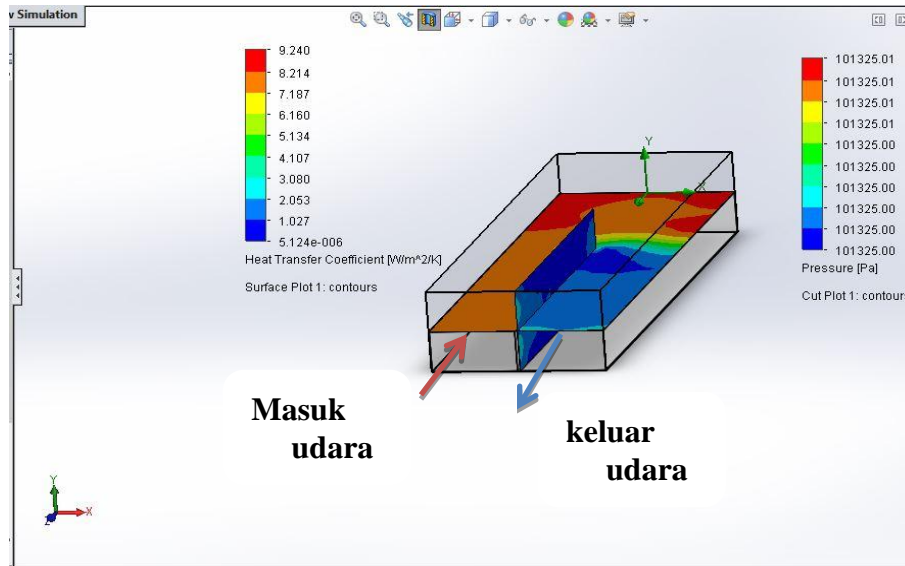
SEKAT 1 DENGAN ALIRAN KECEPATAN	PRESSURE DROP	KOEFISIEN PERPINDAHAN PANAS
0,06	0,01	8,7171
0,12	0,05	14,635
0,18	0,12	19,324
0,24	0,21	28,111
0,3	0,3	47,673
0,36	0,46	107,362
0,42	0,65	123,523
0,48	0,83	127,122
0,54	1,06	144,416
0,6	1,32	182,311

4.2 Variasi Sekat 2 Dengan Bilangan Reynolds 1000 – 10000 dan Koefisien Perpindahan panas

- variasi sekat 2 dengan menggunakan nilai bilangan Reynold sebesar 1000, untuk menentukan nilai kecepatan dari variasi aliran ini, dapat dilakukan dengan perhitungan berikut :

$$\begin{aligned}
 Re &= 1000 \\
 Re &= \frac{v \cdot D_h}{\rho} \\
 v &= \frac{Re \cdot \rho}{D_h} \\
 &= \frac{1000 \cdot 0,018 \times 10^{-3}}{0,3} \\
 &= \frac{0,018}{0,3} \\
 &= 0,06 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

Boundary condition yang digunakan untuk proses simulasi ini yaitu untuk nilai *inlet velocity* adalah 0,06 m/s, dan nilai suhu pada *enviroment pressure* adalah 293 K. Sehingga didapat hasil simulasi sebagai berikut :



Gambar 4.4 Visualisasi sekat 2 dengan Re 1000

Simulasi dengan Bilangan Reynolds 1000 menunjukkan bahwa pada gambar terlihat. Tercatat nilai tekanan maksimum 101325,01 Pa dan nilai tekanan minimum 101325,00 Pa.

Untuk mendapat nilai ΔP yang akan digunakan untuk perhitungan selanjutnya dapat dilakukan dengan cara nilai maksimum dikurangi dengan nilai minimum (101325,01-101325,00) sehingga didapat besaran nilai ΔP sebesar 0,01 Pa.

- Harga Koefisien Perpindahan Kalor Total untuk Saluran Segiempat jenis aliran berlawanan arah dengan menggunakan bahan *acrylic* memiliki nilai koefisien perpindahan kalor sebesar 9.240 (w/m².K) sebagaimana didapat dari proses simulasi *software solidwork*.

$$Re = 2000$$

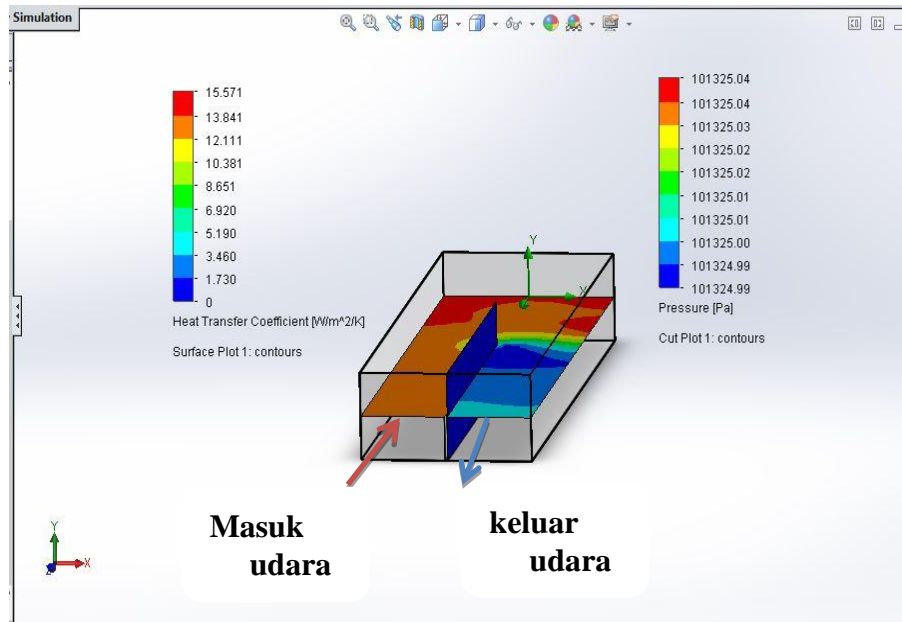
$$Re = \frac{v \cdot D_h}{\rho}$$

$$v = \frac{Re \cdot \rho}{D_h}$$

$$= \frac{2000 \cdot 0,018 \cdot 10^{-3}}{0,3}$$

$$= \frac{0,036}{0,3}$$

$$= 0,12 \text{ m/s}$$



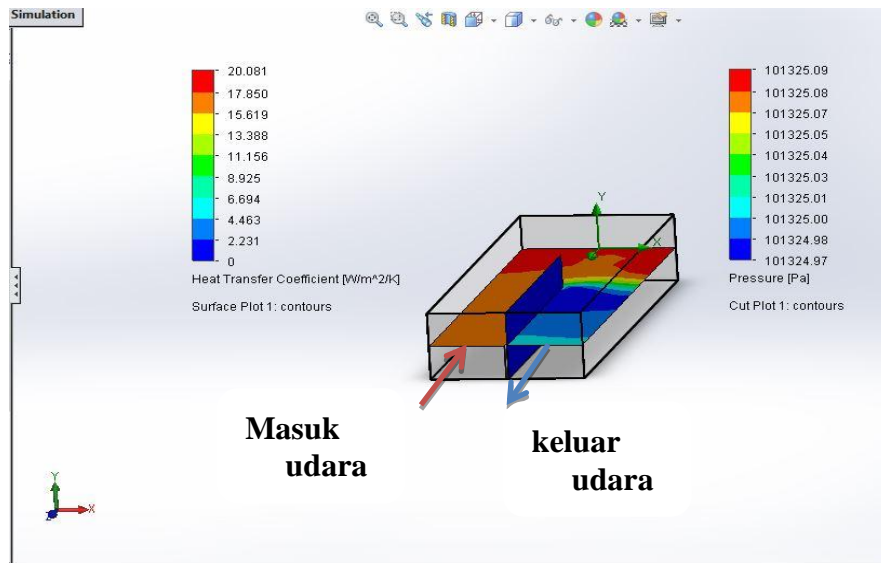
Gambar 4.5 visualisasi sekat 2 dengan Re 2000

Simulasi dengan Bilangan Reynolds 2000 menunjukkan bahwa pada gambar terlihat. Tercatat nilai tekanan maksimum 101325,04 Pa dan nilai tekanan minimum 101324,99 Pa.

Untuk mendapat kan nilai ΔP yang akan digunakan untuk perhitungan selanjutnya dapat dilakukan dengan cara nilai maksimum dikurangi dengan nilai minimum (101325,04-101324,99) sehingga didapat besaran nilai ΔP sebesar 0,05 Pa.

- Harga Koefisien Perpindahan Kalor Total untuk Saluran Segiempat jenis aliran berlawanan arah dengan menggunakan bahan *acrylic* memiliki nilai koefisien perpindahan kalor sebesar 15.571 ($w/m^2 \cdot K$) sebagaimana didapat dari proses simulasi *software solidwork*.

$$\begin{aligned}
 Re &= 3000 \\
 Re &= \frac{v \cdot D_h}{\rho} \\
 v &= \frac{Re \cdot \rho}{D_h} \\
 &= \frac{3000 \cdot 0,018 \cdot 10^{-3}}{0,3} \\
 &= \frac{0,054}{0,3} \\
 &= 0,18 m / s
 \end{aligned}$$



Gambar 4.6 visualisasi sekat 2 dengan Re 3000

Simulasi dengan Bilangan Reynolds 3000 menunjukkan bahwa pada gambar terlihat. Tercatat nilai tekanan maksimum 101325,09 Pa dan nilai tekanan minimum 101324,97 Pa.

Untuk mendapat kan nilai ΔP yang akan digunakan untuk perhitungan selanjutnya dapat dilakukan dengan cara nilai maksimum dikurangi dengan nilai minimum (101325,09-101324,97) sehingga didapat besaran nilai ΔP sebesar 0,12 Pa.

- Harga Koefisien Perpindahan Kalor Total untuk Saluran Segiempat jenis aliran berlawanan arah dengan menggunakan bahan *acrylic* memiliki nilai koefisien perpindahan kalor sebesar 20.081 ($\text{w/m}^2\text{K}$) sebagaimana didapat dari proses simulasi *software solidwork*.

Tabel 4.2 sekat 2 Dengan Aliran Kecepatan terhadap Pressure Drop Dan Koefisien Perpindahan Panas

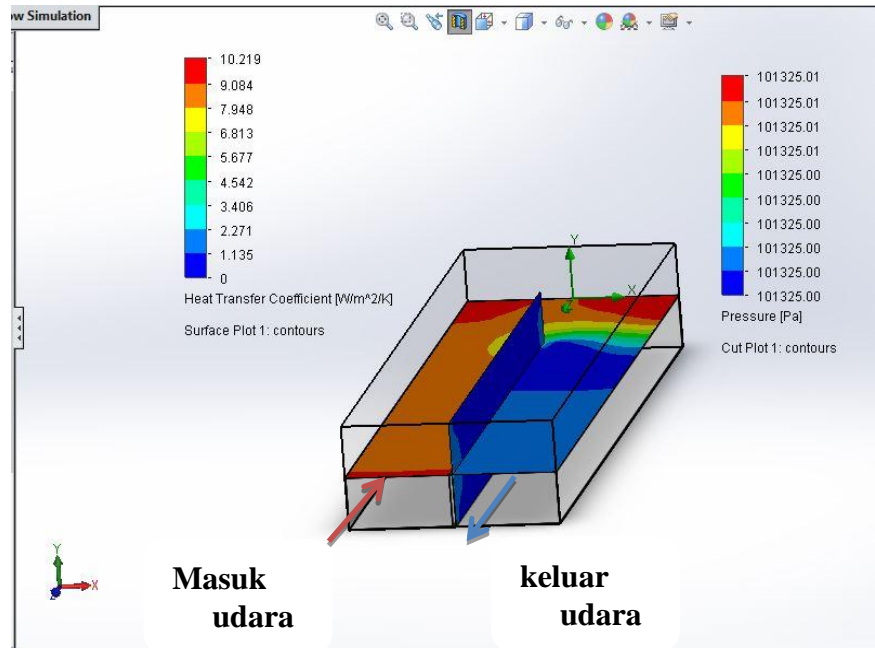
SEKAT 2 DENGAN ALIRAN KECEPATAN	PRESSURE DROP	KOEFISIEN PERPINDAHAN PANAS
0,06	0,01	9,240
0,12	0,05	15,571
0,18	0,12	20,081
0,24	0,22	29,642
0,3	0,32	48,433
0,36	0,47	108,742
0,42	0,65	124,332
0,48	0,84	128,536
0,54	1,06	145,416
0,6	1,33	183,572

4.3 Variasi Sekat 3 Dengan Bilangan Reynolds 1000 – 10000 dan Koefisien Perpindahan panas

- variasi sekat 3 dengan menggunakan nilai bilangan Reynold sebesar 1000, untuk menentukan nilai kecepatan dari variasi aliran ini, dapat dilakukan dengan perhitungan berikut :

$$\begin{aligned}
 \text{Re} &= 1000 \\
 \text{Re} &= \frac{v \cdot D_h}{\rho} \\
 v &= \frac{\text{Re} \cdot \rho}{D_h} \\
 &= \frac{1000 \cdot 0,018 \cdot 10^{-3}}{0,3} \\
 &= \frac{0,018}{0,3} \\
 &= 0,06 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

Boundary condition yang digunakan untuk proses simulasi ini yaitu untuk nilai *inlet velocity* adalah 0,06 m/s, dan nilai suhu pada *enviroment pressure* adalah 293 K. Sehingga didapat hasil simulasi sebagai berikut :



Gambar 4.7 Visualisasi sekat 3 dengan Re 1000

Simulasi dengan Bilangan Reynolds 1000 menunjukkan bahwa pada gambar terlihat. Tercatat nilai tekanan maksimum 101325,01 Pa dan nilai tekanan minimum 101325,00 Pa.

Untuk mendapat kan nilai ΔP yang akan digunakan untuk perhitungan selanjutnya dapat dilakukan dengan cara nilai maksimum dikurangi dengan nilai minimum (101325,01-101325,00) sehingga didapat besaran nilai ΔP sebesar 0,01 Pa.

- Harga Koefisien Perpindahan Kalor Total untuk Saluran Segiempat jenis aliran berlawanan arah dengan menggunakan bahan *acrylic* memiliki nilai koefisien perpindahan kalor sebesar 10.219 ($w/m^2 \cdot K$) sebagaimana didapat dari proses simulasi *software solidwork*.

$$Re = 2000$$

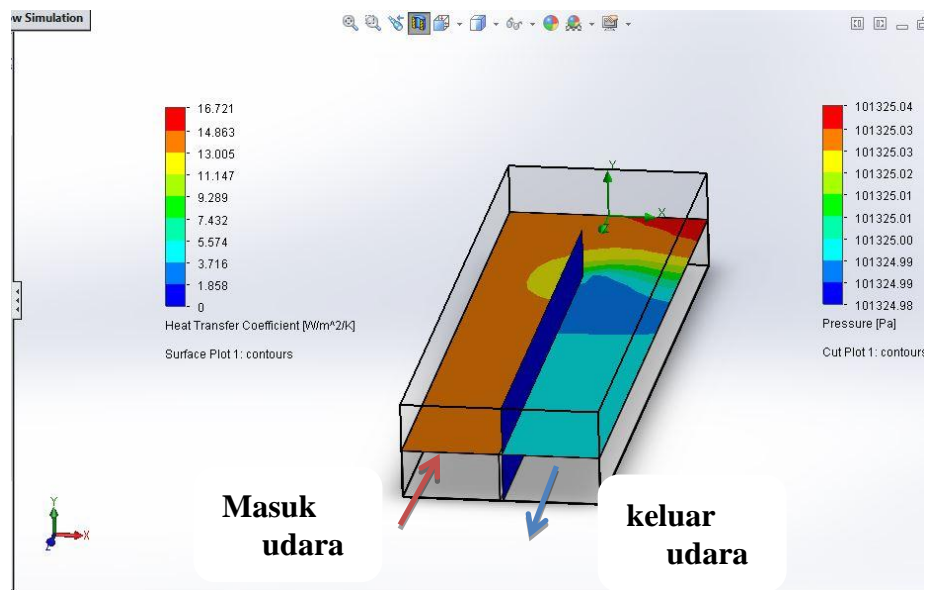
$$Re = \frac{v \cdot D_h}{\nu}$$

$$v = \frac{Re \cdot \nu}{D_h}$$

$$= \frac{2000 \cdot 0,018 \times 10^{-3}}{0,3}$$

$$= \frac{0,036}{0,3}$$

$$= 0,12 \text{ m/s}$$



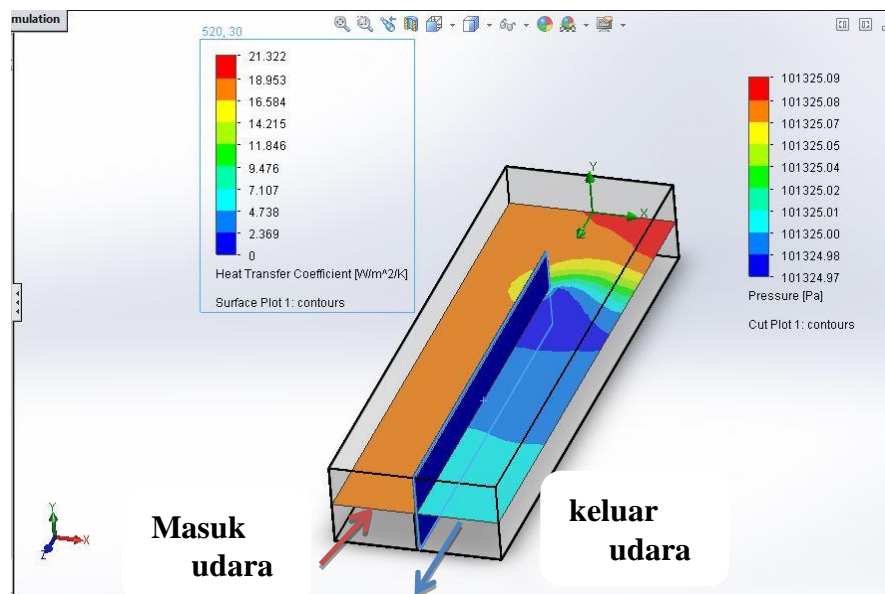
Gambar 4.8 visualisasi sekat 3 dengan Re 2000

Simulasi dengan Bilangan Reynolds 2000 menunjukkan bahwa pada gambar terlihat. Tercatat nilai tekanan maksimum 101325,04 Pa dan nilai tekanan minimum 101324,98 Pa.

Untuk mendapat kan nilai ΔP yang akan digunakan untuk perhitungan selanjutnya dapat dilakukan dengan cara nilai maksimum dikurangi dengan nilai minimum (101325,04-101324,98) sehingga didapat besaran nilai ΔP sebesar 0,06 Pa.

- Harga Koefisien Perpindahan Kalor Total untuk Saluran Segiempat jenis aliran berlawanan arah dengan menggunakan bahan *acrylic* memiliki nilai koefisien perpindahan kalor sebesar 16.721 ($\text{w/m}^2\text{K}$) sebagaimana didapat dari proses simulasi *software solidwork*.

$$\begin{aligned}
 Re &= 3000 \\
 Re &= \frac{v \cdot D_h}{\rho} \\
 v &= \frac{Re \cdot \rho}{D_h} \\
 &= \frac{3000 \cdot 0,018 \times 10^{-3}}{0,3} \\
 &= \frac{0,054}{0,3} \\
 &= 0,18 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$



Gambar 4.9 visualisasi sekat 3 dengan Re 3000

Simulasi dengan Bilangan Reynolds 1000 menunjukkan bahwa pada gambar terlihat. Tercatat nilai tekanan maksimum 101325,09 Pa dan nilai tekanan minimum 101324,97 Pa.

Untuk mendapat kan nilai ΔP yang akan digunakan untuk perhitungan selanjutnya dapat dilakukan dengan cara nilai maksimum dikurangi dengan nilai minimum (101325,09-101324,97) sehingga didapat besaran nilai ΔP sebesar 0,012 Pa.

- Harga Koefisien Perpindahan Kalor Total untuk Saluran Segiempat jenis aliran berlawanan arah dengan menggunakan bahan *acrylic* memiliki nilai koefisien perpindahan kalor sebesar 21.322 (w/m²K) sebagaimana didapat dari proses simulasi *software solidwork*.

Tabel 4.3 sekat 3 Dengan Aliran Kecepatan terhadap Pressure Drop Dan Koefisien Perpindahan Panas

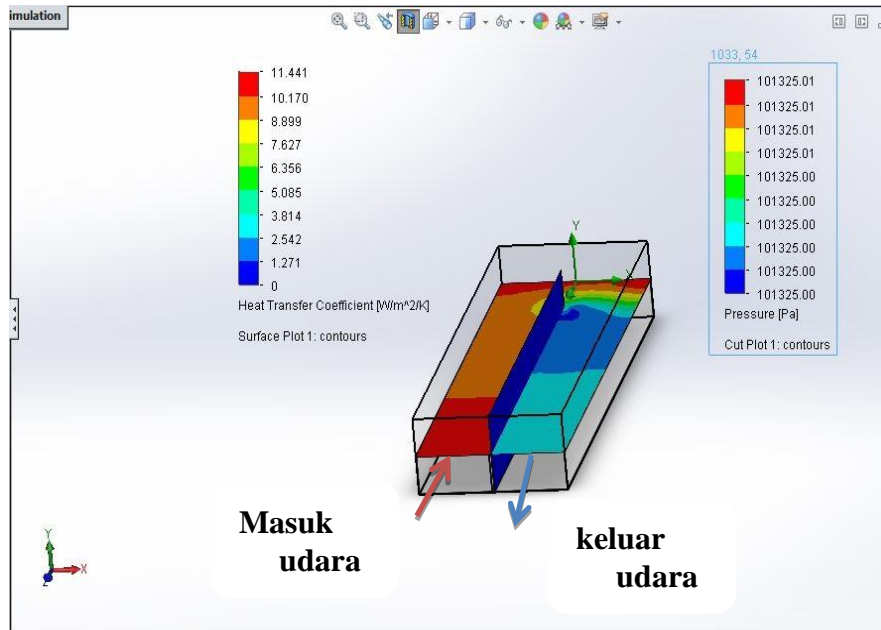
SEKAT 3 DENGAN ALIRAN KECEPATAN	PRESSURE DROP	KOEFISIEN PERPINDAHAN PANAS
0,06	0,01	10,219
0,12	0,06	16,721
0,18	0,12	21,322
0,24	0,21	30,612
0,3	0,32	49,861
0,36	0,47	109,334
0,42	0,66	125,252
0,48	0,86	129,426
0,54	1,07	146,215
0,6	1,33	184,632

4.4 Variasi Sekat 4 Dengan Bilangan Reynolds 1000 – 10000 dan Koefisien Perpindahan panas

- variasi sekat 1 dengan menggunakan nilai bilangan Reynold sebesar 1000, untuk menentukan nilai kecepatan dari variasi aliran ini, dapat dilakukan dengan perhitungan berikut :

$$\begin{aligned}
 \text{Re} &= 1000 \\
 \text{Re} &= \frac{v \cdot D_h}{\rho} \\
 v &= \frac{\text{Re} \cdot \rho}{D_h} \\
 &= \frac{1000 \cdot 0,018 \times 10^{-3}}{0,3} \\
 &= \frac{0,018}{0,3} \\
 &= 0,06 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

Boundary condition yang digunakan untuk proses simulasi ini yaitu untuk nilai *inlet velocity* adalah 0,06 m/s, dan nilai suhu pada *enviroment pressure* adalah 293 K. Sehingga didapat hasil simulasi sebagai berikut :



Gambar 4.10 Visualisasi sekat 4 dengan Re 1000

Simulasi dengan Bilangan Reynolds 1000 menunjukkan bahwa pada gambar terlihat. Tercatat nilai tekanan maksimum 101325,01 Pa dan nilai tekanan minimum 101325,00 Pa.

Untuk mendapat kan nilai ΔP yang akan digunakan untuk perhitungan selanjutnya dapat dilakukan dengan cara nilai maksimum dikurangi dengan nilai minimum (101325,01-101325,00) sehingga didapat besaran nilai ΔP sebesar 0,01 Pa.

- Harga Koefisien Perpindahan Kalor Total untuk Saluran Segiempat jenis aliran berlawanan arah dengan menggunakan bahan *acrylic* memiliki nilai koefisien perpindahan kalor sebesar 11.441 ($w/m^2 \cdot K$) sebagaimana didapat dari proses simulasi *software solidwork*.

$$Re = 2000$$

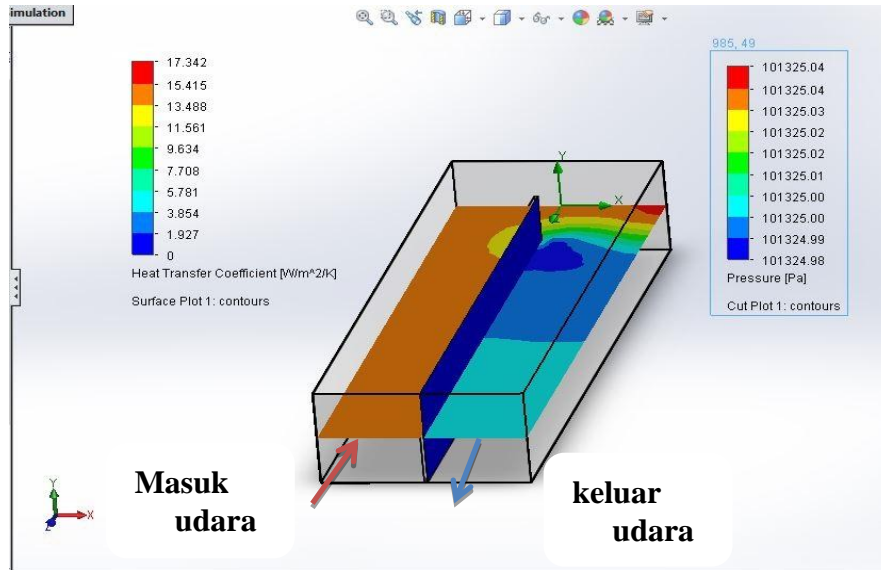
$$Re = \frac{v \cdot D_h}{\nu}$$

$$v = \frac{Re \cdot \nu}{D_h}$$

$$= \frac{2000 \cdot 0,018 \times 10^{-3}}{0,3}$$

$$= \frac{0,036}{0,3}$$

$$= 0,12 m / s$$



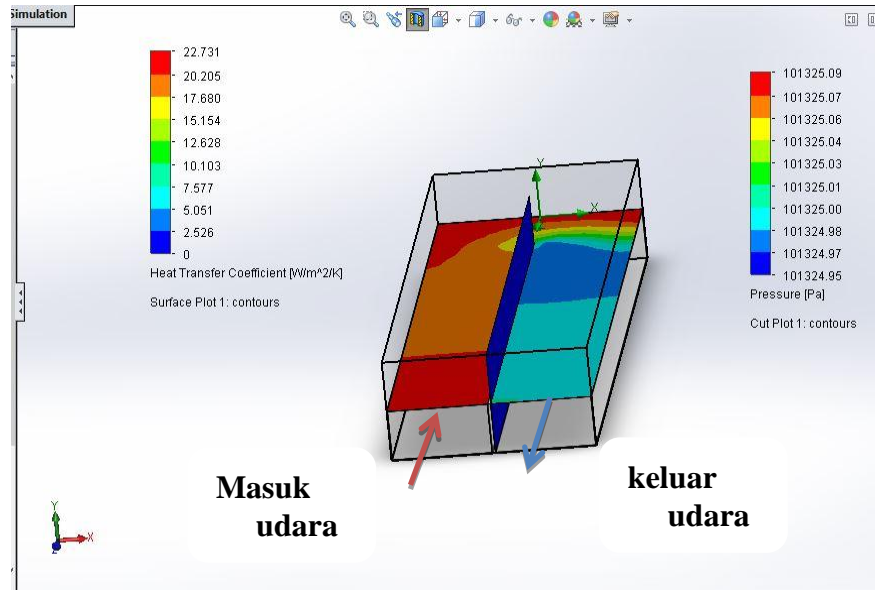
Gambar 4.11 visualisasi sekat 4 dengan Re 2000

Simulasi dengan Bilangan Reynolds 2000 menunjukkan bahwa pada gambar terlihat. Tercatat nilai tekanan maksimum 101325,04 Pa dan nilai tekanan minimum 101324,98 Pa.

Untuk mendapat nilai ΔP yang akan digunakan untuk perhitungan selanjutnya dapat dilakukan dengan cara nilai maksimum dikurangi dengan nilai minimum (101325,04-101324,98) sehingga didapat besaran nilai ΔP sebesar 0,13 Pa.

- Harga Koefisien Perpindahan Kalor Total untuk Saluran Segiempat jenis aliran berlawanan arah dengan menggunakan bahan *acrylic* memiliki nilai koefisien perpindahan kalor sebesar 17.342 (w/m^2K) sebagaimana didapat dari proses simulasi *software solidwork*.

$$\begin{aligned}
 Re &= 3000 \\
 Re &= \frac{v \cdot D_h}{\nu} \\
 v &= \frac{Re \cdot \nu}{D_h} \\
 &= \frac{3000 \cdot 0,018 \times 10^{-3}}{0,3} \\
 &= \frac{0,054}{0,3} \\
 &= 0,18 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$



Gambar 4.12 visualisasi sekat 4 dengan Re 3000

Simulasi dengan Bilangan Reynolds 3000 menunjukkan bahwa pada gambar terlihat. Tercatat nilai tekanan maksimum 101325,09 Pa dan nilai tekanan minimum 101324,95 Pa.

Untuk mendapat kan nilai ΔP yang akan digunakan untuk perhitungan selanjutnya dapat dilakukan dengan cara nilai maksimum dikurangi dengan nilai minimum (101325,09-101324,95) sehingga didapat besaran nilai ΔP sebesar 0,21 Pa.

- Harga Koefisien Perpindahan Kalor Total untuk Saluran Segiempat jenis aliran berlawanan arah dengan menggunakan bahan *acrylic* memiliki nilai koefisien perpindahan kalor sebesar 22.731 ($w/m^2 \cdot K$) sebagaimana didapat dari proses simulasi *software solidwork*.

Tabel 4.4 sekat 4 Dengan Aliran Kecepatan terhadap Pressure Drop Dan Koefisien Perpindahan Panas

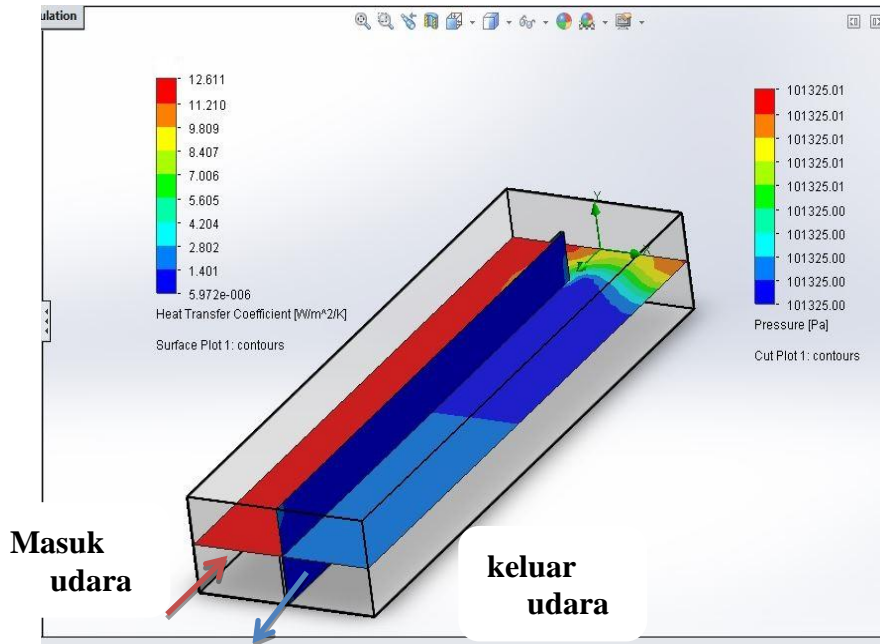
SEKAT 4 DENGAN ALIRAN KECEPATAN	PRESSURE DROP	KOEFISIEN PERPINDAHAN PANAS
0,06	0,01	11,441
0,12	0,06	17,342
0,18	0,13	22,731
0,24	0,21	31,541
0,3	0,34	50,428
0,36	0,48	110,721
0,42	0,66	126,352
0,48	0,87	130,351
0,54	1,09	147,413
0,6	1,35	185,727

4.5 Variasi Sekat 5 Dengan Bilangan Reynolds 1000 – 10000 dan Koefisien Perpindahan panas.

- variasi sekat 5 dengan menggunakan nilai bilangan Reynold sebesar 1000, untuk menentukan nilai kecepatan dari variasi aliran ini, dapat dilakukan dengan perhitungan berikut :

$$\begin{aligned}
 \text{Re} &= 1000 \\
 \text{Re} &= \frac{v \cdot D_h}{\rho} \\
 v &= \frac{\text{Re} \cdot \rho}{D_h} \\
 &= \frac{1000 \cdot 0,018 \cdot 10^{-3}}{0,3} \\
 &= \frac{0,018}{0,3} \\
 &= 0,06 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

Boundary condition yang digunakan untuk proses simulasi ini yaitu untuk nilai *inlet velocity* adalah 0,06 m/s, dan nilai suhu pada *enviroment pressure* adalah 293 K. Sehingga didapat hasil simulasi sebagai berikut :



Gambar 4.13 Visualisasi sekat 5 dengan Re 1000

Simulasi dengan Bilangan Reynolds 1000 menunjukkan bahwa pada gambar terlihat. Tercatat nilai tekanan maksimum 101325,01 Pa dan nilai tekanan minimum 101325,00 Pa.

Untuk mendapat kan nilai ΔP yang akan digunakan untuk perhitungan selanjutnya dapat dilakukan dengan cara nilai maksimum dikurangi dengan nilai minimum (101325,01-101325,00) sehingga didapat besaran nilai ΔP sebesar 0,01 Pa.

- Harga Koefisien Perpindahan Kalor Total untuk Saluran Segiempat jenis aliran berlawanan arah dengan menggunakan bahan *acrylic* memiliki nilai koefisien perpindahan kalor sebesar 12.611 ($w/m^2 \cdot K$) sebagaimana didapat dari proses simulasi *software solidwork*.

$$Re = 2000$$

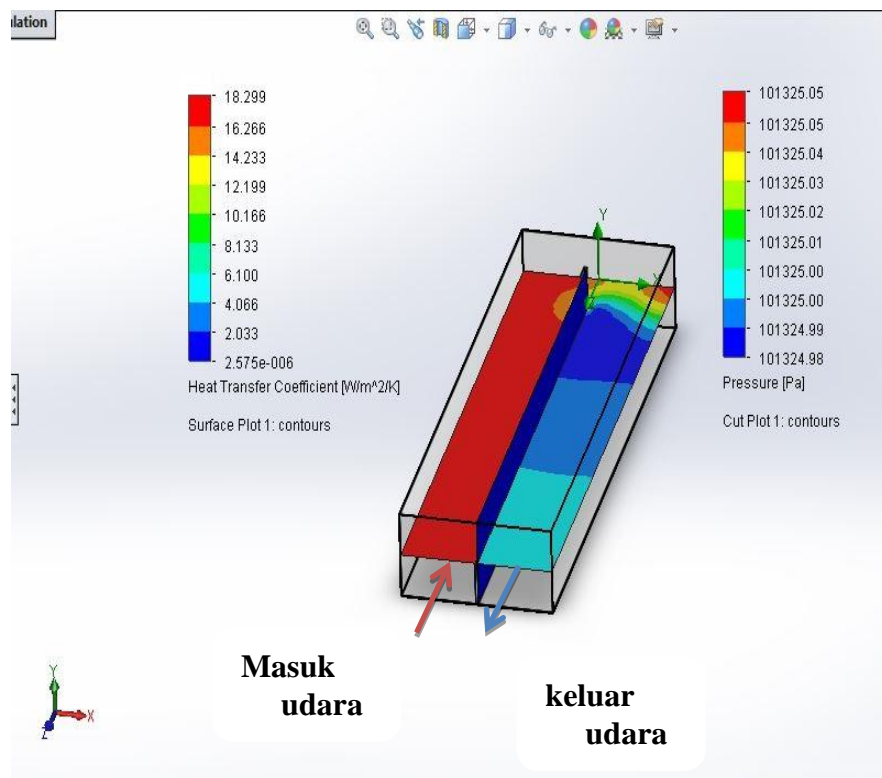
$$Re = \frac{v \cdot D_h}{\nu}$$

$$v = \frac{Re \cdot \nu}{D_h}$$

$$= \frac{2000 \cdot 0,018 \times 10^{-3}}{0,3}$$

$$= \frac{0,036}{0,3}$$

$$= 0,12 \text{ m/s}$$



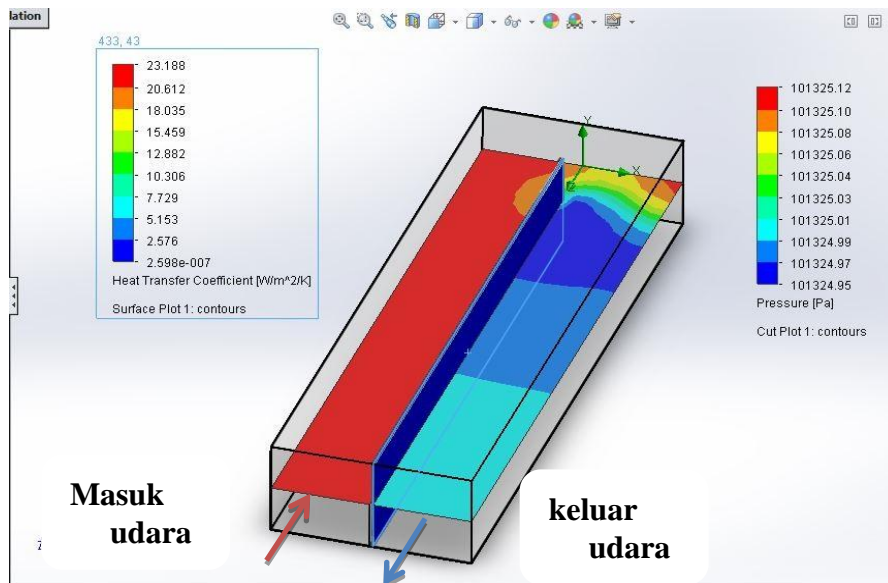
Gambar 4.14 visualisasi sekat 5 dengan Re 2000

Simulasi dengan Bilangan Reynolds 2000 menunjukkan bahwa pada gambar terlihat. Tercatat nilai tekanan maksimum 101325,05 Pa dan nilai tekanan minimum 101324,98 Pa.

Untuk mendapat kan nilai ΔP yang akan digunakan untuk perhitungan selanjutnya dapat dilakukan dengan cara nilai maksimum dikurangi dengan nilai minimum (101325,05-101324,98) sehingga didapat besaran nilai ΔP sebesar 0,07 Pa.

- Harga Koefisien Perpindahan Kalor Total untuk Saluran Segiempat jenis aliran berlawanan arah dengan menggunakan bahan *acrylic* memiliki nilai koefisien perpindahan kalor sebesar $18.299 \text{ (w/m}^2\text{K)}$ sebagaimana didapat dari proses simulasi *software solidwork*.

$$\begin{aligned}
 Re &= 3000 \\
 Re &= \frac{v \cdot D_h}{\rho} \\
 v &= \frac{Re \cdot \rho}{D_h} \\
 &= \frac{3000 \cdot 0,018 \times 10^{-3}}{0,3} \\
 &= \frac{0,054}{0,3} \\
 &= 0,18 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$



Gambar 4.15 visualisasi sekat 5 dengan Re 3000

Simulasi dengan Bilangan Reynolds 3000 menunjukkan bahwa pada gambar terlihat. Tercatat nilai tekanan maksimum $101325,12 \text{ Pa}$ dan nilai tekanan minimum $101324,95 \text{ Pa}$.

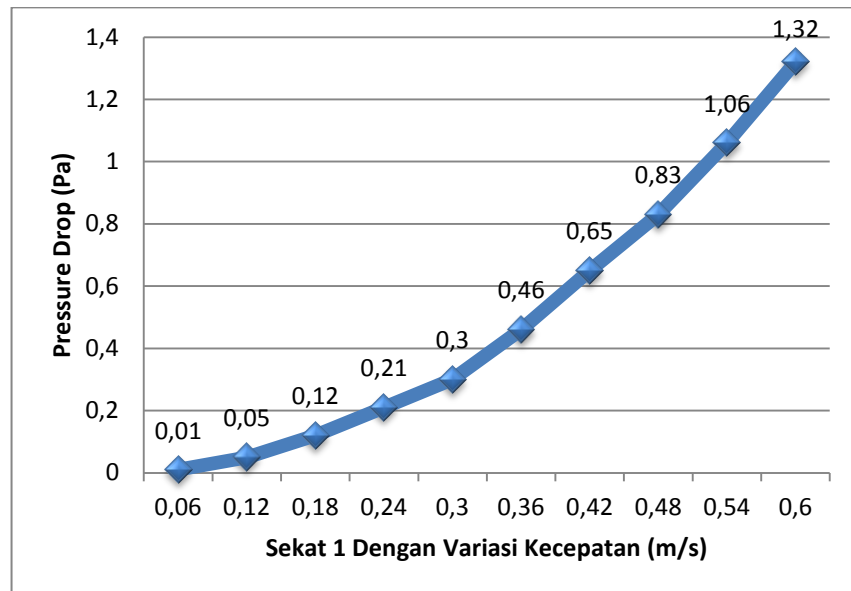
Untuk mendapat kan nilai ΔP yang akan digunakan untuk perhitungan selanjutnya dapat dilakukan dengan cara nilai maksimum dikurangi dengan nilai minimum ($101325,12 - 101324,95$) sehingga didapat besaran nilai ΔP sebesar $0,3 \text{ Pa}$.

- Harga Koefisien Perpindahan Kalor Total untuk Saluran Segiempat jenis aliran berlawanan arah dengan menggunakan bahan *acrylic* memiliki nilai koefisien perpindahan kalor sebesar 23.188 (w/m^2K) sebagaimana didapat dari proses simulasi *software solidwork*.

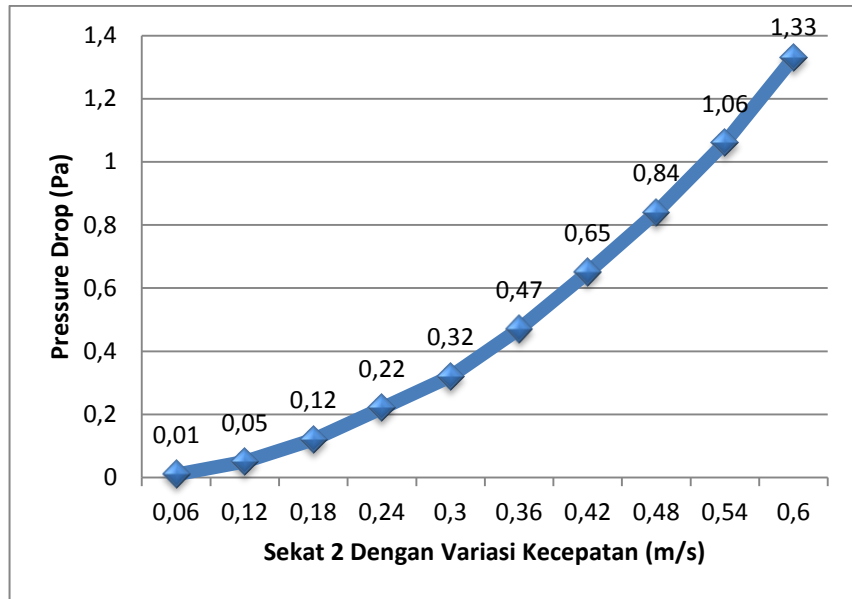
Tabel 4.5 sekat 5 Dengan Aliran Kecepatan terhadap Pressure Drop Dan Koefisien Perpindahan Panas

SEKAT 5 DENGAN ALIRAN KECEPATAN	PRESSURE DROP	KOEFISIEN PERPINDAHAN PANAS
0,06	0,01	12,611
0,12	0,07	18,299
0,18	0,17	23,188
0,24	0,3	32,616
0,3	0,46	51,947
0,36	0,66	111,733
0,42	0,9	127,866
0,48	1,17	131,488
0,54	1,49	148,732
0,6	1,84	186,723

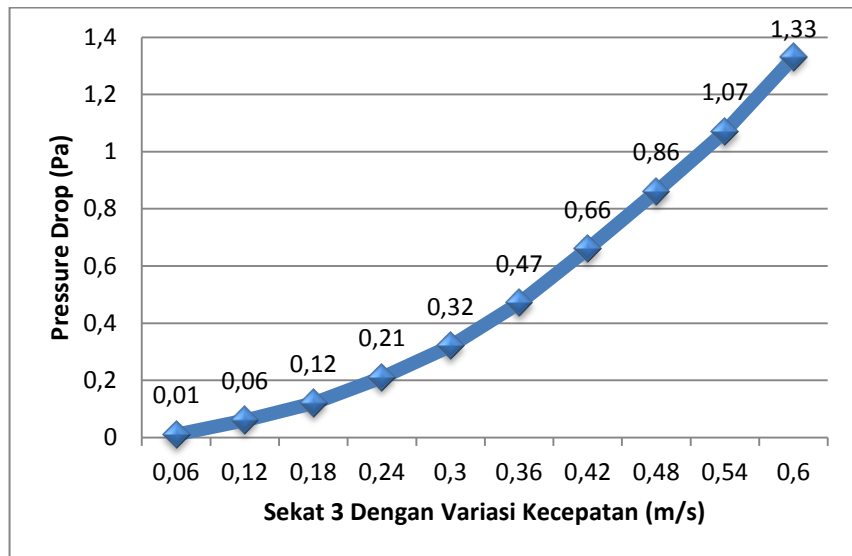
4.6 Grafik variasi kecepatan terhadap pressure drop
Dari sekat 1 sampai 5



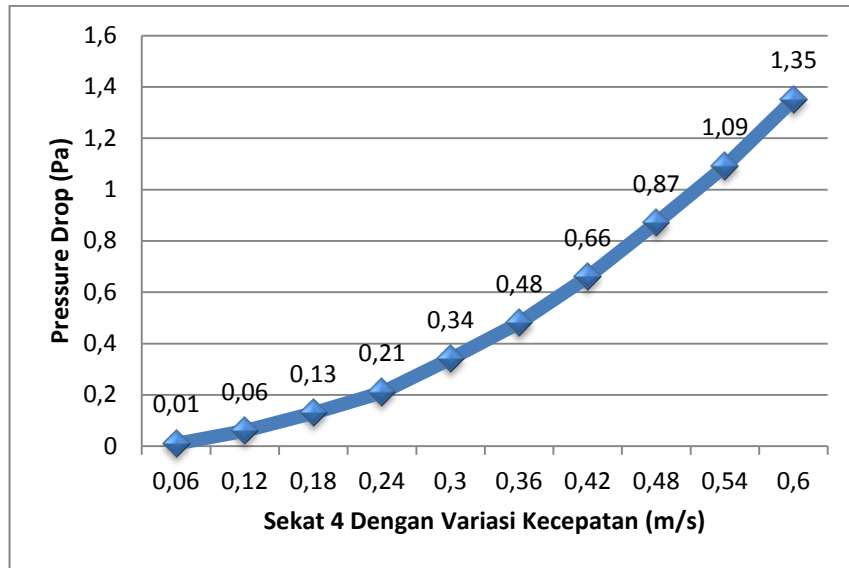
Gambar 4.16 Grafik variasi kecepatan terhadap pressure drop sekat 1



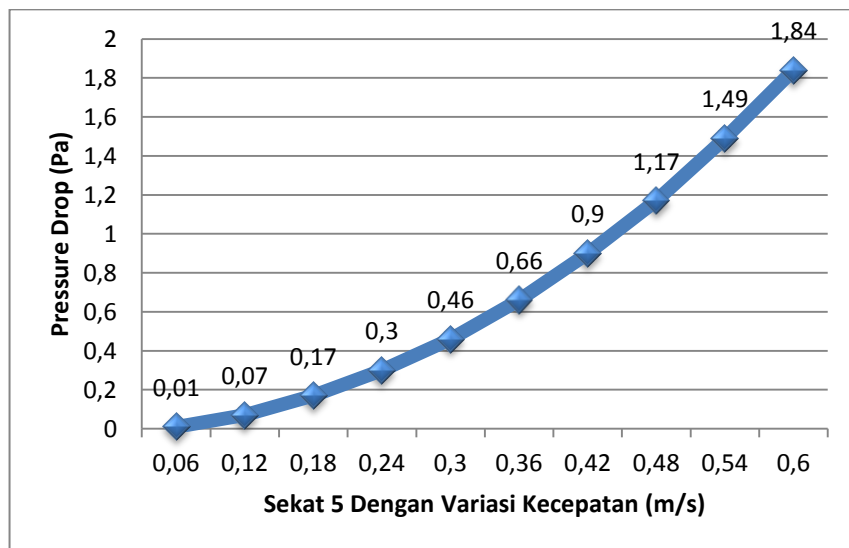
Gambar 4.17 Grafik variasi kecepatan terhadap pressure drop sekat 2



Gambar 4.18 Grafik variasi kecepatan terhadap pressure drop sekat 3



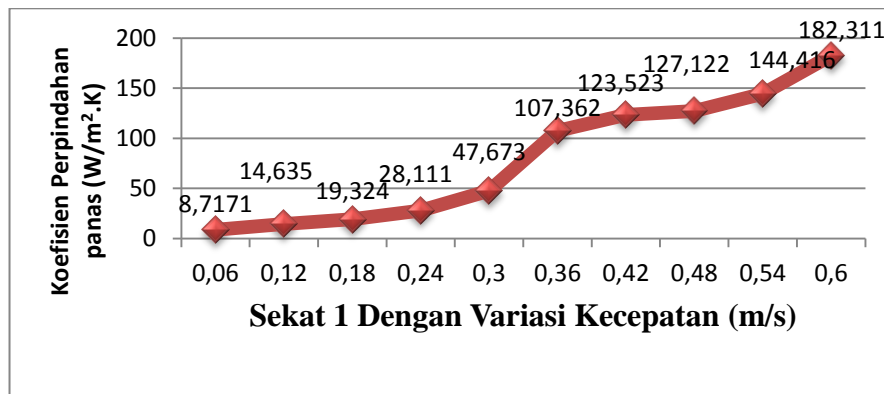
Gambar 4.19 Grafik variasi kecepatan terhadap pressure drop sekat 4



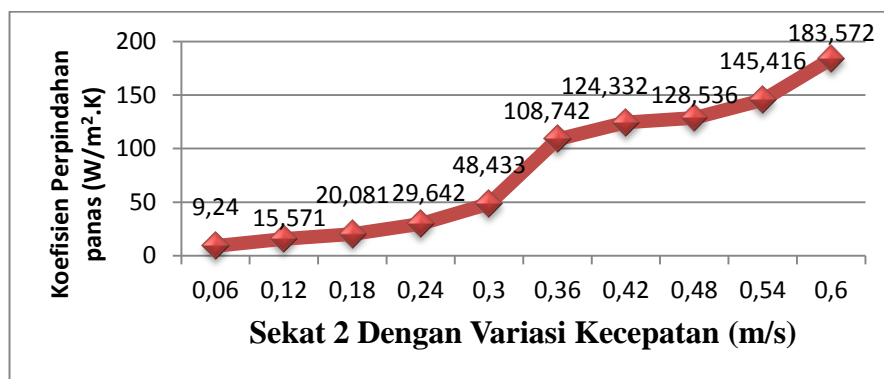
Gambar 4.20 Grafik variasi kecepatan terhadap pressure drop sekat 5

Grafik menunjukkan semakin tinggi nilai masuk kecepatan maka semakin besar pula pressure drop yang terjadi pada saluran segiempat. dapat dilihat perbedaan dari sekat 1 sampai 5 semakin panjang sekat maka semakin besar pula tekanan yang terjadi ini disebabkan karna jarak tikungan terhadap dinding semakin kecil.

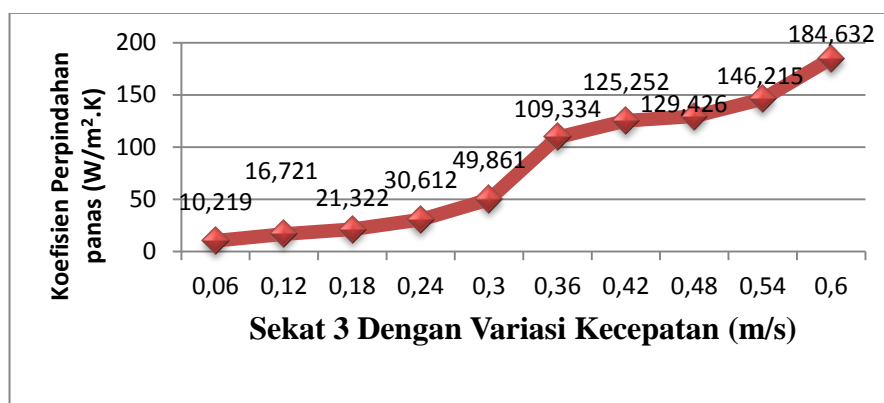
4.7 Grafik Koefisien Perpindahan Kalor Total



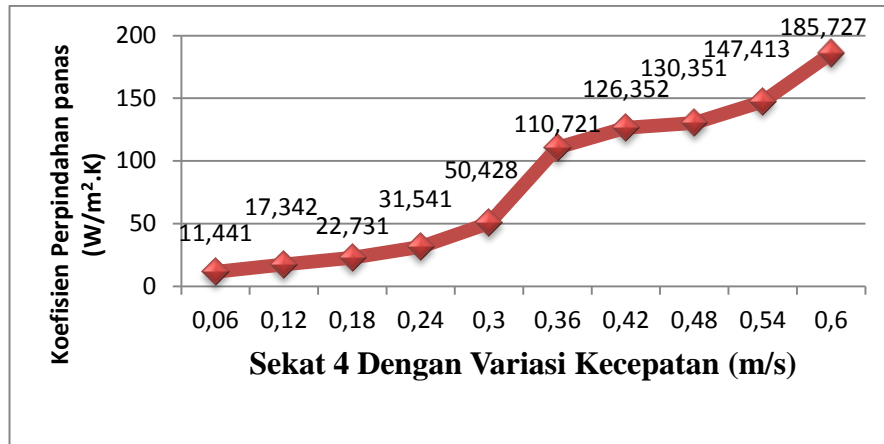
Gambar 4.21 Grafik variasi kecepatan terhadap koefisien perpindahan panas sekat 1



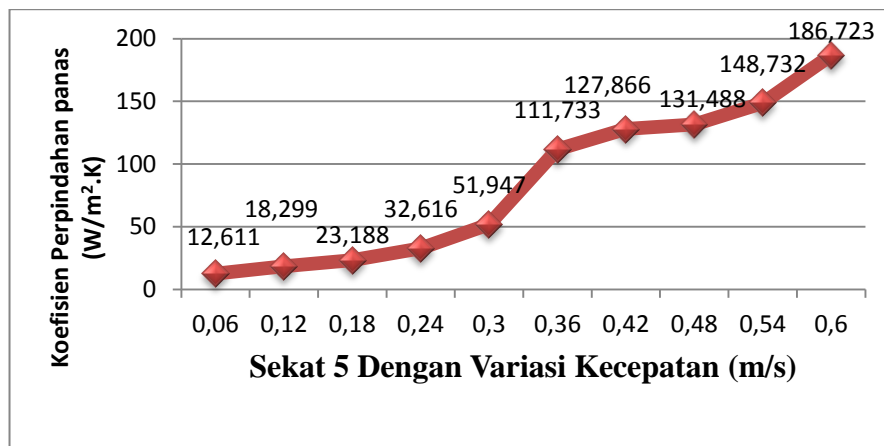
Gambar 4.22 Grafik variasi kecepatan terhadap koefisien perpindahan panas sekat 2



Gambar 4.23 Grafik variasi kecepatan terhadap koefisien perpindahan panas sekat 3



Gambar 4.24 Grafik variasi kecepatan terhadap koefisien perpindahan panas sekat 4



Gambar 4.25 Grafik variasi kecepatan terhadap koefisien perpindahan panas sekat 5

Grafik menunjukkan semakin tinggi nilai masuk kecepatan maka semakin besar pula koefisien perpindahan panas yang terjadi pada saluran segiempat, dapat dilihat perbedaan dari sekat 1 sampai 5 semakin panjang sekat koefisien perpindahan kalor total yang terjadi semakin besar.

BAB 5

KESIMPULAN DAN SARAN

Pada bab ini berisi kesimpulan yang diperoleh penulis setelah melakukan percobaan dan penelitian pada desain dan disimulasikan yang dibuat dan saran-saran yang perlu diperhatikan yang nantinya dapat menyempurnakan kembali simulasi pada desain tersebut sehingga diperoleh hasil yang lebih baik.

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil simulasi dan pembahasan yang telah dilakukan pada bab sebelumnya, dapat ditarik kesimpulan bahwa.

1. Semakin besar bilangan Reynold maka semakin besar pula kecepatan masuk fluida melalui saluran *inlet*.
2. Semakin besarnya kecepatan fluida maka semakin besar pula penurunan tekanan (*pressure drop*) yang terjadi dari masing masing sekat.
3. Dapat dilihat dari variasi sekat 1 sampai 5 semakin panjang sekat maka semakin besar pula tekanan yang terjadi ini disebabkan karena jarak tikungan terhadap dinding semakin kecil (sempit).
4. Dan semakin pendek sekat maka semakin kecil pula *pressure drop* yang terjadi.
5. Semakin tinggi nilai masuk kecepatan maka semakin besar pula koefisien perpindahan panas yang terjadi pada saluran segiempat, dapat dilihat perbedaan dari sekat 1 sampai 5 semakin panjang sekat, koefisien perpindahan kalor total yang terjadi semakin besar.
6. Dalam proses simulasi tikungan tajam saluran segiempat, aliran fluida yang masuk melalui saluran *inlet* mengalir dan dikeluarkan dalam bentuk *enviroment pressure*.

5.2 saran

Pada penelitian ini terdapat kekurangan yang menghambat jalannya proses penelitian, adapun saran yang diajukan yaitu proses simulasi penelitian :

Adapun saran yang diajukan untuk melakukan simulasi antara lain :

1. Dalam mendesain gambar yang disimulasikan harus lebih teliti agar hasil simulasi yang tepat.
2. Sebaiknya pada saat melakukan pengimputan data harus lebih teliti agar mendapatkan hasil simulasi yang tepat.
3. Melakukan proses simulasi berulang agar dapat hasil yang sesuai.

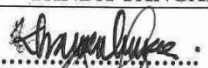
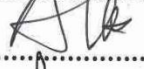

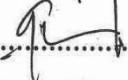
DAFTAR PUSTAKA






- Cengel, Yunus A; 2002: Preface 2nd Edition Solutions Manual Heat Transfer; McGraw-Hill Companies Inc, New York.
- Fox, Robert W., McDonald, Alan T. & Pritchard, Philip J. (2003). *Introduction to Fluid Mechanics* (6th ed.). United States of America: John Wiley & Sons.
- G. Collier, John dan R. Thome, John. (1994). *Convective Boiling and Condensation* (3rd ed.). United Kingdom: Oxford University Press.
- Gilat, Amos. (2004). *Matlab: An Introduction with Applications*. United States of America: John Wiley & Sons.
- Holman, J.P; 1991: Perpindahan Panas 6rd; Erlangga, Jakarta.
- Incropera, F.P., DeWitt, D.P., Bergman, T.L., Lavine, A.S. (2007). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* (6th ed.). United States of America: John Wiley & Sons.
- Kreith, Frank; 1994: Prinsip-prinsip perpindahan panas 3th; Erlangga, Jakarta.
- Kandiklar, S., Garimella, S., Li, D., Colin, S., King, M. R. (2006). *Heat Transfer and Fluid Flow in Minichannels and Microchannels*. India: Elsevier.
- Metzger. D. E., Plevich. C. W dan Fan. C. S; 1984: Pressure Loss Through Sharp 180 Deg turn in Smooth Rectangular Channels;
- Yanuar, Budiarmo, Gunawan, and M Baqi “ *Velocity distribution of mud slurry in curved spiral pipes*” Journal of Mechanical Science and Technology. (JMST) Springer (in process)

LAMPIRAN

**DAFTAR HADIR SEMINAR
TUGAS AKHIR TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK – UMSU
TAHUN AKADEMIK 2018 – 2019**

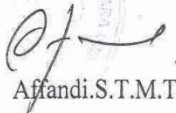
Peserta Seminar
 Nama : Andrianto
 NPM : 1507230155
 Judul Tugas Akhir : Analisa Numerik Aliran Dan Perpindahan Panas pada Kungan Tajam saluran Segi Empat.

DAFTAR HADIR	TANDA TANGAN
Pembimbing – I : Khairul Umurani.S.T.M.T	: 
Pembimbing – II : Sudirman Lubis.S.T.M.T	: 
Pemanding – I : H.Muharnif.S.T.M.Sc	: 
Pemanding – II : Chandra A Siregar.S.T.M.T	: 

No	NPM	Nama Mahasiswa	Tanda Tangan
1	1507230146	Jefri Maulana Lubis	
2	1507230163	BAYU WEGARA	
3	1507230120	Rendy Kuswary	
4	1207230173	M. Azhar Sahriil Dmk	
5	1207230273	M. Ali SADDAM. HUSIEN	
6			
7			
8			
9			
10			

Medan, 23 Jum.Akhir 1440 H
28 Februari 2019 M

Ketua Prodi. T Mesin


Affandi.S.T.M.T

**DAFTAR EVALUASI SEMINAR FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATERA UTARA**

NAMA : Andrianto
NPM : 1507230155
Judul T.Akhir : Analisa Numerik Aliran Dan Perpindahan Panas Pada Tikungan Tajam Saluran Segi Empat.

Dosen Pembimbing – I : Khairul Umurani.S.T.M.T
Dosen Pembimbing – II : Sudirman Lubis.S.T.M.T
Dosen Pembanding - I : H.Muharnif.S.T.M.Sc
Dosen Pembanding - II : Chandra A Siregar.S.T.M.T

KEPUTUSAN

1. Baik dapat diterima ke sidang sarjana (collogium)
2. Dapat mengikuti sidang sarjana (collogium) setelah selesai melaksanakan perbaikan antara lain :

Lihat buku skripsi
.....
.....

3. Harus mengikuti seminar kembali
Perbaikan :

.....
.....
.....

Medan 24 Jum.Akhir 1440H
01 Maret 2019 M

Diketahui :
Ketua Prodi. T Mesin


Affandi.S.T.M.T

Dosen Pembanding- I


H.Muharnif.S.T.M.Sc

**DAFTAR EVALUASI SEMINAR FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATERA UTARA**

NAMA : Andrianto
NPM : 1507230155
Judul T.Akhir : Analisa Numerik Aliran Dan Perpindahan Panas Pada Tikungan Tajam Saluran Segi Empat.

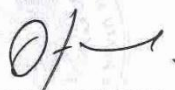
Dosen Pembimbing – I : Khairul Umurani.S.T.M.T
Dosen Pembimbing – II : Sudirman Lubis.S.T.M.T
Dosen Pemanding - I : H.Muharnif.S.T.M.Sc
Dosen Pemanding - II : Chandra A Siregar.S.T.M.T

KEPUTUSAN

1. Baik dapat diterima ke sidang sarjana (collogium)
2. Dapat mengikuti sidang sarjana (collogium) setelah selesai melaksanakan perbaikan antara lain:
lihat buku rgs akhir
.....
.....
.....
.....
3. Harus mengikuti seminar kembali
Perbaikan :
.....
.....
.....
.....

Medan 24 Jum.Akhir 1440H
01 Maret 2019 M

Diketahui :
Ketua Prodi. T Mesin


Affandi.S.T.M.T

Dosen Pemanding- II


Chandra A Siregar.S.T.M.T

LEMBAR ASISTENSI TUGAS AKHIR

Simulasi Numerik Aliran Dan Perpindahan Panas Pada Tikungan Tajam Saluran Segiempat

Nama : ANDRIANTO
 NPM : 1507230155

Dosen Pembimbing 1 : Khairul Umurani, S.T., M.T
 Dosen Pembimbing 2 : Sudirman Lubis, S.T., M.T

No	Hari/Tanggal	Kegiatan	Paraf
1.	Selasa / 8-1-2019	- Pemberian spesifikasi tugas	ke
2.	Rabu 9-1-2019	- Perbaiki Lab 1	ke
3.	Selasa / 5-2-2019	- Perbaiki program pustaka	ke
4.	Jumat / 7-2-2019	- Perbaiki Metode	ke
5.	Senin / 11-2-2019	- Perbaiki Model Lab	ke
6.	Jumat / 15-2-2019	- Lanjut ke penulisan	ke
7.	Senin / 18-2-2019	- Perbaiki data program	Sh
8.	Senin / 18-2-2019	- Perbaiki gambar grafik	Sh
9.	Rabu / 20-2-2019	- Ace, seminar	ke
10.	Kamis / 21-2-2019	- Ace	ke

DAFTAR RIWAYAT HIDUP



A. DATA PRIBADI

1. Nama : ANDRIANTO
2. Jenis Kelamin : Laki-Laki
3. Tempat, Tanggal Lahir : Medan, 26 Oktober 1996
4. Kewarganegaraan : Indonesia
5. Status : Belum Menikah
6. Agama : Islam
7. Alamat : Jl. Jermal Raya, Lor. V, Link.XVI,
Kel. Sei mati, Kec. Medan Labuhan
8. No. Hp : 082272350023
9. Email : anndriianto@gmail.com

B. RIWAYAT PENDIDIKAN

NO	PENDIDIIKAN FORMAL	TAHUN
2	SD MIN SEI MATI	2002 - 2008
3	SMP NEGERI 5 MEDAN	2008 - 2011
4	SMK NEGERI 5 MEDAN	2011 - 2014
5	Teknik Mesin Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara	2015 - 2019