



FINAL PROJECT - TM 141486

**NUMERICAL STUDY OF NATURAL AND FORCED CONVECTION
HEAT TRANSFER INTERNAL FLOW ON HEATED PIPE WITH
VARIATION REYNOLDS NUMBER AND GRASHOF NUMBER ON
CONSTANT HEAT FLUX**

**Farani Andaz
NRP 2112 105 032**

**Counsellor Lecture
Vivien Suphandani Djanali, ST.,ME.,Ph.D
NIP. 198105292003122001**

**DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya
2015**



TUGAS AKHIR - TM 141486

**STUDI NUMERIK PERPINDAHAN PANAS KONVEKSI CAMPURAN
DALAM *HEATED PIPE* DENGAN VARIASI *REYNOLDS NUMBER*
DAN *GRASHOF NUMBER* PADA *HEAT FLUX* KONSTAN**

**Farani Andaz
NRP 2112 105 032**

**Dosen Pembimbing
Vivien Suphandani Djanali, ST.,ME.,Ph.D
NIP. 198105292003122001**

**JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2015**

**STUDI NUMERIK PERPINDAHAN PANAS KONVEKSI
CAMPURAN DALAM HEATED PIPE DENGAN VARIASI
REYNOLDS NUMBER DAN GRASHOF NUMBER PADA
HEAT FLUX KONSTAN**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada

Bidang Studi Konversi Energi
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

FARANI ANDAZ
NRP. 2112 105 032

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Vivien Suphandani Dj, ST.,ME,Ph.D(Pembimbing)
(NIP.198105292003122001)
2. Prof. Ir. Sutardi, M.Eng., Ph.D(Penguji I)
(NIP.196412281990031002)
3. Nur Ikhwan, ST, M.Eng., Sc(Penguji II)
(NIP.196709151995121001)
4. Dr. Bambang Arip D, ST., M.Eng(Penguji III)
(NIP.197804012002121001)

SURABAYA
Januari, 2015

**STUDI NUMERIK PERPINDAHAN PANAS KONVEKSI
ALAMI DAN PAKSA ALIRAN INTERNAL PADA *HEATED
PIPE* DENGAN VARIASI *REYNOLDS NUMBER* DAN
GRASHOF NUMBER PADA *HEAT FLUX* KONSTAN**

Nama Mahasiswa : Farani andaz
NRP : 2112105032
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Vivien Suphandani Dj,ST,ME.,Ph.D

ABSTRAK

Dalam dunia teknik khususnya bidang mekanika fluida dan perpindahan panas, pengkajian mengenai suatu aliran yang mengalir di dalam sebuah pipa vertikal yang dipanaskan. Aliran yang mengalir di dalam sebuah pipa yang dipanaskan sering ditemui dalam berbagai aplikasi teknik misalnya pada *solar water heater, gas reactor*.

Penelitian tugas akhir ini melakukan simulasi numerik yang difokuskan pada pengamatan karakteristik aliran fluida, distribusi temperatur, koefisien konveksi, *Nusselt number* dan distribusi tekanan aliran dalam *heated pipe* dengan memvariasikan nilai *Reynolds number* 3000 dan 5000 serta *Grashof number* 10^4 sampai 10^6 pada *heat flux* konstan. Selain itu penelitian ini dilakukan untuk mengetahui keakuratan dari pemodelan numerik untuk kasus konveksi campuran pada aliran dalam pipa yang dipanaskan. Model uji memiliki dimensi panjang 2530 mm dan diameter 23 mm dengan *heat flux* yang konstan, model uji ini dirujuk pada eksperimen yang telah dilakukan oleh Hiroaki Tanaka et al (1986).

Hasil yang didapatkan menunjukkan bahwa semakin besar *Grashof number*, semakin besar ΔT , namun tidak terjadi perubahan kecepatan (v), penurunan *pressure drop* (ΔP), peningkatan koefisien konveksi (h) dan peningkatan *Nusselt number* (Nu), sedangkan pada $Re=5000$ untuk *Grashof number* yang sama menghasilkan penurunan (ΔT), peningkatan kecepatan

(v), peningkatan *pressure drop* (ΔP), peningkatan *Nusselt number* (Nu) dan peningkatan koefisien konveksi (h). Simulasi menunjukkan hasil yang akurat dengan *error* dibawah 5% terhadap eksperimen, tetapi simulasi numerik tidak dapat mengikuti secara baik perubahan pola nilai Nu dari *turbulent* menjadi *laminar* pada $Re=3000$, ditunjukkan pada perbandingan temperatur dinding data simulasi dengan eksperimen memiliki *error* sebesar 8.06%.

Kata kunci : *Grashof number*, *Reynolds number*, konveksi campuran, studi numerik.

NUMERICAL STUDY OF MIXED CONVECTION HEAT TRANSFER INTERNAL FLOW ON HEATED PIPE WITH VARIATION REYNOLDS NUMBER AND GRASHOF NUMBER ON CONSTANT HEAT FLUX

Student Name : Farani andaz
NRP : 2112105032
Department : Mechanical Engineering FTI-ITS
Counsellor Lecture : Vivien Suphandani Dj,ST,ME.,Ph.D

ABSTRACT

In the world of engineering, particularly the field of fluid mechanics and heat transfer, assessment of a stream that flows in a vertical pipe that is heated. Stream flowing in a pipe that is heated frequently encountered in various engineering applications for example in solar water heater, gas reactors.

This final project perform numerical simulation that is focused on the observation of fluid flow characteristics, temperature distribution, heat transfer coefficient and pressure distribution in the heated pipe flow by varying the value of Reynolds number of 3000 and 5000 and the Grashof number 10^4 to 10^6 at a constant heat flux. In addition, this study was conducted to determine the accuracy of numerical modeling for the case of a mixed convection on the flow in the heated pipe. The test model has dimensions of length 2530 mm and a diameter of 23 mm with constant heat flux, the test model is referred to the experiments that have been performed by Hiroaki Tanaka et al (1986) .

The results obtained indicate that the magnitude of Grashof number resulted in an increase (ΔT), but no change of velocity (v), a decrease in pressure drop (ΔP), increased convection coefficient (h) and an increase in Nusselt number (Nu), whereas at $Re=5000$ for the same Grashof number result in a decrease (ΔT), the increase in speed (v), the increase in pressure drop (ΔP), the increase in Nusselt number (Nu) and an increase in

convection coefficient (h). Simulations show accurate results with an error of less than 5 % of the experiments, but numerical simulations can not properly follow the pattern of changes in the value of Nu from laminar to turbulent be $Re = 3000$, shown in comparison with the temperature of the walls of the experimental simulation data has error at 8.06 % .

Keywords : Grashof number, Reynolds number, mixed convection , numerical studies.

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
ABSTRAK	iv
KATA PENGANTAR	viii
DAFTAR ISI	x
DAFTAR GAMBAR	xiii
DAFTAR TABEL	xvi
DAFTAR SIMBOL	xvii

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang	1
1.2 Peumusan Masalah	2
1.3 Batasan Masalah	3
1.4 Tujuan Penelitian	3
1.5 Manfaat Penelitian	4
1.6 Sistematika Penulisan	4

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Perpindahan Panas Konveksi	7
2.1.1 Konveksi Alami	10
2.1.2 Gabungan Konveksi Bebas dan Konveksi Paksa	13
2.2 Konveksi Aliran Internal	14
2.2.1 Kondisi Aliran	14
2.2.2 Aliran Nonviscous dan Viscous	16
2.3 Aliran Laminer dan Turbulen	17
2.4 Rapat Massa dan Volume Spesifik	20
2.5 Persamaan energi	20
2.6 Boussinesq Equation	20
2.7 Penelitian Terdahulu	21
2.7.1 Hiroaki Tanaka et al, 1986	21
2.7.2 Mehdi dan Mehrdad, 2008	23
2.6.3 Cotton dan Jackson, 1989	25
2.6.4 Forooghi dan Hooman, 2013	26

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Metode Numerik	30
3.1.1 Tahap pre-processing	30
3.1.2 Tahap post-processing	33
3.2 Diagram Alir Penelitian	36
3.3 Validasi dan Pembahasan Hasil Penelitian	38
3.4 Alokasi Waktu Penelitian	38

BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN

4.1 Grid Independency	39
4.2 Pengelompokan Data Untuk Daerah Konveksi Alami, Paksa dan Campuran	41
4.3 Pengelompokan Data Untuk Daerah Konveksi Alami, Paksa dan Campuran Menurut Incropera dan Dewitt (2006)	42
4.4 Validasi Data Simulasi Numerik	43
4.5 Analisa Data Kuantitatif	45
4.5.1 Distribusi Temperatur Fluida Dalam Heated Pipe Pada $Re=3000$	45
4.5.2 Distribusi Temperatur Fluida Dalam Heated Pipe Pada $Re=5000$	46
4.5.3 Distribusi Kecepatan Dalam Heated Pipe Pada $Re=3000$ dan $Re 5000$	48
4.5.4 Pressure Drop Sepanjang Pipa Pada $Re=3000$ dan $Re=5000$	49
4.5.5 Distribusi Koefisien Konveksi Sepanjang Heated Wall Pada $Re=3000$ dan $Re=5000$	51
4.5.6 Average Koefisien Konveksi Terhadap Grashof Number	52
4.5.7 Distribusi Nusselt Number Sepanjang Heated Wall Pada $Re=3000$ dan $Re=5000$	54
4.5.8 Average Nusselt Number Terhadap Grashof Number	55

4.5.9	Average Nusselt Number Terhadap Reynolds Number	57
4.5.10	Perbandingan Nusselt Number Hasil Simulasi Dengan Eksperimen	58
4.6	Analisa Data Kualitatif	
4.6.1	Kontur Temperatur Fluida Dalam Heated Pipe $Re=3000$	60
4.6.2	Kontur Temperatur Fluida Dalam Heated Pipe $Re=5000$	61

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1	Kesimpulan	65
5.2	Saran	66

DAFTAR PUSTAKA	67
-----------------------------	----

BIODATA PENULIS	68
------------------------------	----

LAMPIRAN

DAFTAR TABEL

Tabel 3.1	Parameter Data Perencanaan	29
Tabel 3.2	<i>Velocity inlet</i> yang dimasukkan dalam perhitungan	35
Tabel 3.3	Alokasi waktu penelitian	38
Tabel 4.1	<i>Grid Independency</i>	39

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Gradien densitas yang menghasilkan aliran konveksi bebas	11
Gambar 2.2	Aliran konveksi alami di sekitar plat vertikal	12
Gambar 2.3	Daerah-daerah konveksi alami, paksa dan gabungan untuk aliran dalam pipa (Hiroaki Tanaka et al, 1986)	13
Gambar 2.4	Profil kecepatan pada aliran internal (Incropera dan Dewitt, 2006)	14
Gambar 2.5	Profil temperatur pada aliran internal $T_{r,0} < T_s$	15
Gambar 2.6	Perbedaan antara fluida non viscous dan viscous	16
Gambar 2.7	Pengembangan lapisan batas kecepatan pada pelat datar (Incropera dan Dewitt)	18
Gambar 2.8	Distribusi Temperatur Dinding Pada Tiga Nilai <i>Grashof Number</i> dengan <i>Reynold Number</i> Konstan 3000 (Hiroaki Tanaka et al, 1986)	22
Gambar 2.9	Plot Data Eksperimen pada Rezim <i>Combined Forced and Natural Convection</i> (Hiroaki Tanaka et al, 1986)	23
Gambar 2.10	Perbandingan prediksi <i>Nusselt number</i> dari hasil simulasi dengan data eksperimen untuk <i>upward flow</i> (Mehdi Mehrdad, 2008)	24
Gambar 2.11	Perbandingan prediksi <i>Nusselt number</i> dari hasil simulasi dengan data eksperimen untuk <i>downward flow</i> (Mehdi dan Mehrdad, 2008)	25
Gambar 2.12	Profil kecepatan <i>ascending flow</i> , perbandingan data Carr et al (Cotton dan Jackson).....	26

Gambar 2.13	Variasi nilai Nu/Nu_{FC} dengan parameter <i>bouyancy</i> untuk aliran vertikal dengan perbedaan <i>Reynolds number</i> (Forooghi dan Hooman)	27
Gambar 3.1	Model benda uji	30
Gambar 3.2	Domain fisis benda uji	31
Gambar 3.3	<i>Meshing</i> pada <i>Model Uji</i> dengan Quad-map pada GAMBIT	32
Gambar 3.4	<i>Boundary condition</i> Model Uji pada GAMBIT	34
Gambar 3.5	Diagram alir penelitian	37
Gambar 4.1	Analisa <i>grid independency</i>	40
Gambar 4.2	Data Untuk Daerah Konveksi Alami, Paksa dan Campuran	41
Gambar 4.3	Reaksi signal dari hot-wire	42
Gambar 4.4	Data untuk daerah konveksi	43
Gambar 4.5	Perbandingan Distribusi temperatur wall data simulasi dengan eksperimen pada $Re=3000$	44
Gambar 4.6	Distribusi Temperatur Heated Wall Pada $Re=3000$	45
Gambar 4.7	Distribusi Temperatur Fluida Dalam <i>Heated Pipe</i> Pada $Re=5000$	47
Gambar 4.8	Distribusi Kecepatan <i>Heated Wall</i> Pada $Re=3000$	48
Gambar 4.9	<i>Pressure drop</i> sepanjang pipa	49
Gambar 4.10	Distribusi Koefisien Konveksi Sepanjang <i>Heated Wall</i>	51
Gambar 4.11	<i>Average</i> koefisien konveksi fungsi <i>Grashof number</i>	53
Gambar 4.12	Distribusi <i>Nusselt number</i> Sepanjang <i>Heated Wall</i>	54
Gambar 4.13	<i>Average Nusselt number</i> terhadap <i>Grashof number</i>	56

Gambar 4.14	<i>Average Nusselt number</i> terhadap <i>Reynolds number</i>	57
Gambar 4.15	Perbandingan <i>Nusselt number</i> hasil simulasi dengan eksperimen	59
Gambar 4.16	Kontur temperatur fluida ($T-T_{inlet}$) dalam <i>heated pipe</i>	60
Gambar 4.15	Kontur temperatur fluida ($T-T_{inlet}$) dalam <i>heated pipe</i>	61

DAFTAR SIMBOL

T_w	: Temperatur dinding (K)
T_i	: Temperatur lingkungan (K)
α	: Difusivitas termal (m^2/s)
q''	: Fluks perpindahan panas konveksi (W/m^2)
h	: Koefisien konveksi (W/mK)
T_s	: Temperatur permukaan (K)
T_∞	: Temperatur fluida (K)
Pr	: Bilangan Prandtl
g	: Percepatan gravitasi (m/s^2)
L	: Panjang karakteristik (m)
ν	: Viskositas kinematik (m^2/s)
β	: Koefisien ekspansi volume (K^{-1})
Gr	: Bilangan Grashof
Ra	: Bilangan Rayleigh
C_p	: Kapasitas panas (J/kgK)
ρ	: Densitas fluida (kg/m^3)
μ	: Viskositas dinamik ($kg/s.m$)
T_x	: Temperatur ke arah aksial
K_f	: Konduktivitas fluida (W/mK)
u_∞	: Kecepatan aliran bebas (m/s)
Re	: Bilangan Reynolds
Nu	: Bilangan Nusselt
V_m	: kecepatan rata-rata
ε_i	: Error data perbandingan hasil simulasi numerik terhadap eksperimen

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Seiring dengan perkembangan teknologi dan ilmu pengetahuan, manusia selalu menciptakan suatu penelitian baru yang akan berguna bagi kesejahteraan manusia. Dalam dunia industri saat ini, telah banyak ditemui berbagai aplikasi dari ilmu mekanika fluida dan perpindahan panas seperti pada *heat exchanger*, *electronics cooling*, *gas coolant* dll.

Saat ini telah banyak dilakukan pengkajian mengenai penerapan ilmu mekanika fluida dan perpindahan panas dalam suatu industri, misalnya mengenai suatu aliran yang mengalir di dalam sebuah pipa, khususnya mengenai konveksi alami dan konveksi paksa akibat adanya panas yang diberikan terhadap bagian dinding pipa tersebut.

Perpindahan panas konveksi terjadi pada suatu permukaan dengan fluida yang mengalir. Gerakan aliran dari fluida tersebut sangat berpengaruh terhadap perpindahan panas yang terjadi. Aliran yang berolak dapat meningkatkan perpindahan panas konveksi. Selain itu, perpindahan panas konveksi juga dipengaruhi oleh sifat dari aliran fluida. Apabila fluida mengalir dengan bantuan gaya luar, misalnya hisapan blower, dorongan pompa dapat dikategorikan sebagai konveksi paksa (*force convection*), sedangkan konveksi dengan aliran fluida yang disebabkan oleh perbedaan massa jenis fluida itu sendiri, maka dikategorikan sebagai konveksi alami (*free convection*).

Eksperimen yang telah dilakukan sebelumnya yaitu oleh Hiroaki Tanaka et al, 1986 tentang perpindahan panas konveksi campuran melalui aliran di dalam sebuah *heated pipe* dengan memvariasikan *Reynolds number* dan *Grashof number* pada *heat flux* konstan sehingga menghasilkan data berupa temperatur *wall* setelah diberikan *heat flux* pada *wall* tersebut dan menghasilkan perbandingan data eksperimen dan data simulasi diantara variasi

Nusselt number dan *Grashof number*. Pada plot temperatur daerah *heated wall* menunjukkan meningkatnya temperatur seiring dengan pertambahan panjang *heated wall*.

Pada Tugas Akhir ini, akan memodelkan eksperimen yang telah dilakukan oleh Hiroaki Tanaka et al (1986) dengan harapan dapat menunjukkan karakteristik aliran fluida, distribusi temperatur dan distribusi tekanan dalam *heated pipe*. Dengan menggunakan simulasi numerik, dapat mengetahui karakteristik aliran dan perpindahan panas dari berbagai macam fluida, selain itu dapat menampilkan distribusi tekanan, kecepatan aliran, distribusi temperatur dan pola aliran fluida, sehingga simulasi ini sangat cocok digunakan untuk Tugas Akhir ini.

1.2 Perumusan Masalah

Aliran yang mengalir di dalam sebuah pipa yang dipanaskan akan mengalami proses perpindahan panas secara konveksi alami maupun konveksi paksa. Dalam proses perpindahan panas tersebut ada beberapa faktor yang berpengaruh, diantaranya adalah kecepatan dan tekanan fluida. Dimana keduanya memiliki peranan yang sangat penting terhadap kualitas perpindahan panas. Sehingga pada Tugas akhir ini dilakukan simulasi numerik dengan memvariasikan nilai *Reynolds Number* dan *Grashof number* pada *heat flux* konstan untuk mengetahui pengaruhnya pada distribusi temperatur *wall* dan distribusi tekanan.

Telah banyak dilakukan simulasi numerik terhadap berbagai macam kasus konveksi, diantaranya dilakukan pada kasus konveksi alami, konveksi paksa maupun konveksi campuran. Namun seringkali yang terjadi adalah hasil simulasi pada konveksi alami menunjukkan adanya penyimpangan jika dibandingkan dengan data hasil eksperimen. Pada simulasi konveksi paksa menghasilkan data yang lebih akurat, hal ini menunjukkan bahwa kelemahan simulasi numerik terletak pada penyelesaian kasus konveksi alami maupun konveksi campuran.

1.3 Batasan Masalah

Agar ruang lingkup penelitian ini tidak melebar dari tujuan penelitian, maka dibutuhkan beberapa batasan masalah, yaitu:

1. Pergerakan fluida di dalam pipa diakibatkan oleh kecepatan tertentu dan efek gaya *bouyancy*.
2. Aliran fluida searah dengan gaya *bouyancy* (*assisting flow*).
3. Fluida yang mengalir adalah dengan kondisi *steady flow, incompressible flow*.
4. Benda uji yang disimulasikan adalah *vertical heated pipe* yang ditinjau secara dua dimensi *axisymmetric*.
5. *Energy equation* (perpindahan panas) dan *bousinessq equation* diikutsertakan dalam perhitungan numerik.
6. Model turbulensi yang digunakan adalah *standard k-ε enhanced wall treatment*.
7. *Boundary condition* untuk *inlet* adalah *velocity inlet* sedangkan pada sisi *outlet* adalah *outflow*.
8. *Reynold number* yang digunakan adalah $Re=3000$ dan $Re=5000$
9. Grashof number yang digunakan adalah $Gr= 10^4$ sampai $Gr= 10^6$.

1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan penulisan tugas akhir ini adalah

1. Untuk mengetahui pengaruh *Reynolds number* dan Grashof number pada *heat flux* konstan terhadap karakteristik aliran fluida, distribusi temperatur, koefisien konveksi, *Nusselt number* dan distribusi tekanan dalam *heated pipe*.
2. Untuk mengetahui keakuratan dari pemodelan numerik untuk simulasi *mixed convection* pada aliran dalam *heated pipe*.

1.5 Manfaat penelitian

Manfaat yang dapat diambil dari penulisan tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Mampu mengetahui karakteristik distribusi temperatur dan kecepatan aliran fluida dalam *heated pipe* dengan variasi *Reynolds number* dan *Grashof number* pada *heat flux* konstan.
2. Diharapkan mampu menghasilkan data distribusi temperatur yang lebih akurat dibandingkan data hasil eksperimen.
3. Mampu melakukan penelitian terhadap pengembangan ilmu mekanika fluida dan perpindahan panas.

1.6 Sistematika Penulisan

Sistematika penulisan dalam Tugas Akhir ini terbagi dalam beberapa bab yang dapat ditunjukkan sebagai berikut:

1. Bab I Pendahuluan
Bab ini berisi tentang latar belakang dari penelitian ini, perumusan masalah, tujuan penelitian dan batasan masalah dari penelitian, serta manfaat dari penelitian yang dilakukan.
2. Bab II Tinjauan Pustaka
Bab ini dibagi menjadi 2 bagian, yaitu dasar teori dan penelitian terkait yang sudah ada. Dasar teori berisi semua hal yang menunjang dalam penganalisaan hasil penelitian. Sedangkan penelitian terkait yang sudah ada berisi tentang penelitian-penelitian sebelumnya yang ada korelasinya dengan penelitian kali ini, yang juga menjadi penunjang dalam analisa data.
3. Bab III Metode Penelitian
Bab ini menerangkan tentang langkah-langkah pemodelan.

4. Bab IV Analisa dan Pembahasan
Bab ini berisi tentang hasil-hasil numerik dan pengolahan dari data-data yang didapat, kemudian dianalisa dan didiskusikan lebih lanjut.
5. Kesimpulan dan Saran
Bab ini memuat kesimpulan dari hasil numerik yang dilakukan serta saran-saran yang di perlukan.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Perpindahan Panas Konveksi

Secara umum perpindahan panas didukung oleh dua mekanisme perpindahan energi, selain dengan pergerakan acak dari molekul, energi juga dipindahkan oleh pergerakan makroskopik (olakan / *bulk motion*) dari fluida yang mengalir. Gerakan makroskopik dapat diamati pada saat fluida bergerak secara bersamaan.

Perpindahan panas konveksi terjadi pada suatu permukaan dengan fluida yang mengalir. Gerakan olakan dari aliran fluida tersebut sangat berpengaruh terhadap perpindahan panas yang terjadi. Aliran yang berolak dapat meningkatkan perpindahan panas konveksi. Selain itu, perpindahan panas konveksi juga dipengaruhi oleh sifat dari aliran fluida. Apabila fluida mengalir dengan bantuan gaya luar, misalnya hisapan blower, dorongan pompa, dapat dikategorikan sebagai konveksi paksa (*force convection*), sedangkan konveksi dengan aliran fluida yang disebabkan oleh perbedaan massa jenis fluida itu sendiri, dikategorikan sebagai konveksi bebas (*free convection*). Laju perpindahan panas konveksi dapat dirumuskan persamaan sebagai berikut :

$$q''_{konveksi} = h(T_s - T_\infty) \dots\dots\dots (2.1)$$

dimana: q''_{conv} = fluks perpindahan panas konveksi (W/m²)

h = koefisien konveksi (W/m².K)

T_s = temperatur permukaan (K)

T_∞ = temperatur fluida (K)

Koefisien perpindahan panas konveksi (h) yang terjadi adalah hasil perhitungan dan merupakan fungsi dari kecepatan. Beberapa parameter tidak berdimensi digunakan untuk menghitung nilai dari koefisien perpindahan panas konveksi

apabila kecepatan fluida diketahui. Parameter-parameter tersebut antara lain :

- **Reynolds number (Re)**, parameter non-dimensi yang menunjukkan perbandingan antara gaya inersia dengan gaya gesek yang terjadi. Bilangan *Reynolds* ini dapat digunakan untuk menentukan aliran yang terjadi termasuk kedalam aliran *laminar* atau *turbulent*. Secara umum, bilangan *Reynolds* dirumuskan dalam persamaan berikut :

$$Re = \frac{V.L}{\nu} \dots\dots\dots (2.2)$$

dimana: V = kecepatan fluida (m/s)
 L = panjang lintasan (m)
 ν = koefisien gesek kinematis (m²/s)

dan persamaan untuk aliran di dalam pipa, dengan persamaan sebagai berikut :

$$Re = \frac{V.D}{\nu} \dots\dots\dots (2.3)$$

dimana: D = diameter pipa (m)

- **Prandtl number (Pr)**, parameter non-dimensi yang menunjukkan perbandingan antara viskositas kinematis dengan diffusivitas panas. Bilangan *Prandtl* dirumuskan persamaan sebagai berikut :

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \dots\dots\dots (2.4)$$

dimana: ν = koefisien gesek kinematis (m²/s)
 α = diffusivitas panas (m²/s)

Umumnya *Prandtl number* adalah propertis dari fluida, sehingga perhitungan *Prandtl number* tersebut jarang dilakukan.

- **Nusselt number (Nu)**, parameter non-dimensi yang menunjukkan perbandingan antara koefisien perpindahan panas konveksi (h) dengan koefisien perpindahan panas konduksi (k). *Nusselt number* dirumuskan persamaan sebagai berikut :

$$Nu = \frac{h.L}{k} \dots\dots\dots (2.5)$$

dimana: L = panjang (m)
 h = koefisien konveksi (W/m².K)
 k = koefisien konduksi (W/m.K)

Apabila aliran berada di dalam pipa, maka bilangan *Nusselt* identik dengan bilangan *Reynolds* dimana persamaan (2.3) menjadi fungsi dari diameter (D). Selain perumusan di atas, bilangan *Nusselt* juga merupakan fungsi dari bilangan *Reynolds* dan bilangan *Prandtl*, seperti dijabarkan dalam persamaan di bawah :

$$Nu = f(Re, Pr) \dots\dots\dots (2.6)$$

Perumusan *Nusselt* sebagai fungsi dari kedua parameter tersebut, tergantung pada kondisi aliran. Aliran tergolong aliran *eksternal* (di luar/tanpa dibatasi pembatas), atau *internal* (di dalam pembatas). Tipe aliran tergolong aliran *laminar* atau *turbulent*. Adapun persamaan empiris *Nusselt number* untuk *forced convection* menurut Dittus Boelter dan Gnielinski seperti dalam persamaan di bawah ini:

- *Nusselt number* (Nu_f) Dittus Boelter
 $Nu_f = 0.023.Re^{4/5}.Pr^{0.4} \dots\dots\dots (2.7)$

- *Nusselt number* (Nu_f) Gnielinski

$$Nu_f = \frac{\left(\frac{f}{8}\right).(Re-1000).Pr}{1+12.7.\left(\frac{f}{8}\right)^{1/2}(Pr^{2/3}-1)} \dots\dots\dots (2.8)$$

dimana:

$$f = (0.79 \ln(Re) - 1.64)^{-2}$$

Pada sistem konveksi bebas dapat dijumpai bilangan tak berdimensi yang disebut bilangan *Grashof* (Gr) dan *Rayleigh Number* (Ra) yang didefinisikan sebagai:

- *Grashof Number*, parameter non-dimensi dalam dinamika fluida dan perpindahan panas yang mendekati rasio daya apung untuk gaya viskos yang bekerja pada fluida. Hal

ini sering muncul dalam studi yang melibatkan konveksi alami.

- *Rayleigh Number*, parameter non-dimensi yang terkait dengan daya apung yang didorong aliran (dikenal juga sebagai konveksi bebas atau konveksi alami).

$$Gr_{\Delta T} = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)D^3}{\nu^2} \dots\dots\dots (2.9)$$

$$Gr_q = Gr_{\Delta T} \cdot Nu = \frac{g\beta q'' D^4}{k\nu^2} \dots\dots\dots (2.10)$$

$$Ra = Gr_L Pr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu\alpha} \dots\dots\dots (2.11)$$

dimana:

Pr = bilangan Prandtl

g = percepatan gravitasi, $(\frac{m}{s^2})$

L = panjang karakteristik, (m)

ν = viskositas kinematik, $(\frac{m^2}{s})$

β = koefisien ekspansi volume $(\frac{1}{T_f})$, (K^{-1})

= 1/T (khusus gas ideal) ; T adalah suhu mutlak

α = difusivitas termal, $(\frac{m^2}{s})$

q'' = heat flux, (W/m^2)

k = konduktivitas termal $(W/m.K)$

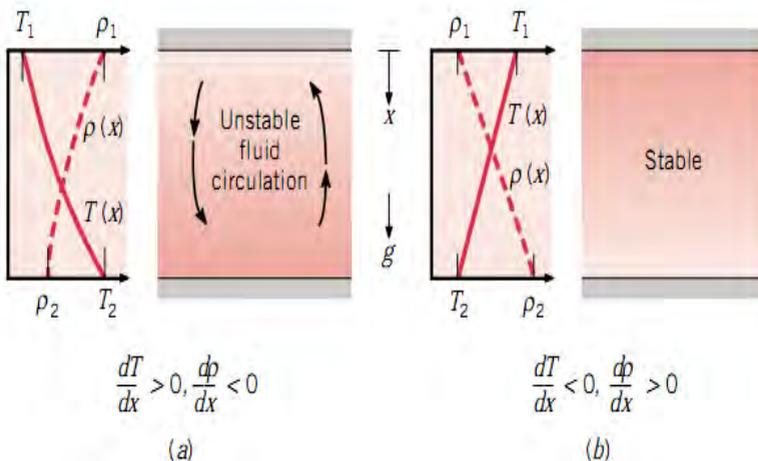
dimana semua properties dievaluasi pada temperatur film (T_f).

2.1.1 Konveksi Alami

Dalam konveksi bebas gerakan fluida disebabkan karena gaya apung (*buoyancy*) diantara fluida, sedangkan di konveksi paksa gerakan fluida disebabkan oleh gaya luar. Gaya apung

dihasilkan oleh gabungan dari gradien densitas fluida dan gaya berat (*body force*) yang proporsional dengan densitas fluida. Gaya berat diakibatkan oleh gaya gravitasi bumi atau gaya centrifugal pada mesin-mesin fluida atau gaya coriolis pada kasus gerak rotasi angin dan arus air laut. Banyak hal yang dapat menyebabkan terjadinya gradient densitas tetapi yang paling sering dijumpai adalah diakibatkan oleh gradient temperatur. Densitas dari gas sangat dipengaruhi oleh temperatur (pers. Gas ideal). Secara matematis $\partial\rho/\partial T < 0$.

Dalam hal ini fokus masalah adalah terjadinya gradien densitas akibat adanya gradien temperatur dan gaya berat disebabkan oleh gravitasi.

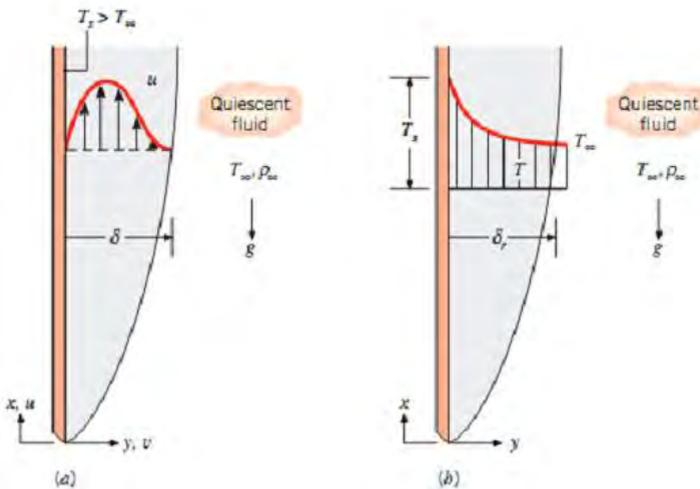


Gambar 2.1 Gradien densitas yang menghasilkan aliran konveksi bebas (Incropera dan Dewitt, 2006)

Pada gambar 2.1 a) T_1 pada bagian atas lebih rendah dari pada T_2 dibagian bawah sehingga densitas fluida pada bagian atas lebih besar dari pada densitas fluida di bagian bawah. Ini menyebabkan terjadinya kondisi yang tidak stabil. Fluida di atas yang lebih berat akan mengalir kebawah dan fluifa dibawah yang lebih ringan akan terdesak keatas (fluida mengalir secara

natural/ arus konveksi bebas). Sedangkan pada gambar 2.1 b) T_1 pada bagian atas lebih tinggi dari pada T_2 dibagian bawah sehingga densitas fluida pada bagian atas lebih kecil dari pada densitas fluida di bagian bawah. Fluida yang ringan di atas dan yang berat dibawah sehingga menghasilkan kondisi yang stabil (fluida diam). Kesimpulannya pada kasus a) perpindahan panas terjadi secara konveksi bebas dan pada kasus b) perpindahan panas terjadi secara konduksi.

Pembahasan ini fokus pada aliran yang berdampungan dengan permukaan padat. Sebagai misal adalah aliran konveksi bebas yang terjadi disekitar permukaan vertikal (plat) yang lebih tinggi suhunya dari pada suhu fluida yang berdampungan dengannya.

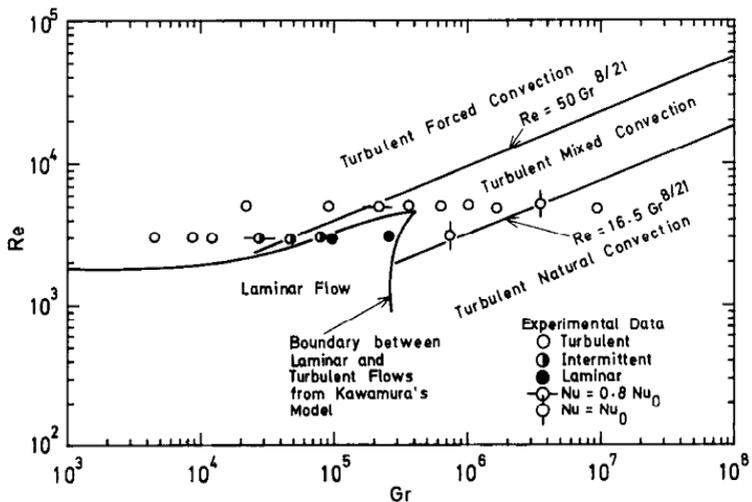


Gambar 2.2 Aliran konveksi alami di sekitar plat vertikal (Incropera dan Dewitt, 2006)

Jika $T_s > T_\infty$ maka fluida yang berdekatan dengan plat memiliki densitas yang lebih rendah dari pada fluida yang jauh dari plat. Gaya *buoyancy* kemudian mendorong fluida yang densitasnya lebih ringan tersebut mengalir keatas sehingga dapat menarik fluida diam yang berada di sebelah aliran tersebut. Maka terbentuklah distribusi kecepatan aliran seperti aliran paksa.

2.1.2 Gabungan Konveksi Bebas dan Konveksi Paksa

Menurut Incropera dan Dewitt, (2006) konveksi alami dapat diabaikan jika $(Gr_L/Re_L^2) \ll 1$ dan konveksi paksa dapat diabaikan jika $(Gr_L/Re_L^2) \gg 1$. Oleh sebab itu gabungan konveksi alami dan konveksi paksa teletak pada daerah $(Gr_L/Re_L^2) \approx 1$. Pengaruh *bouyancy force* pada perpindahan panas *forced flow* sangat dipengaruhi dengan arah gaya *bouyancy* relatif terhadap aliran. Ada tiga kasus khusus yang telah dipelajari secara ekstensif sesuai dengan *bouyancy-induced* dan *forced-motion* memiliki arah yang sama (*assisting flow*), arah yang berlawanan (*opposing flow*) dan arah tegak lurus (*transverse flow*). Gambar 2.3 menunjukkan berbagai daerah untuk konveksi gabungan di dalam pipa vertikal.



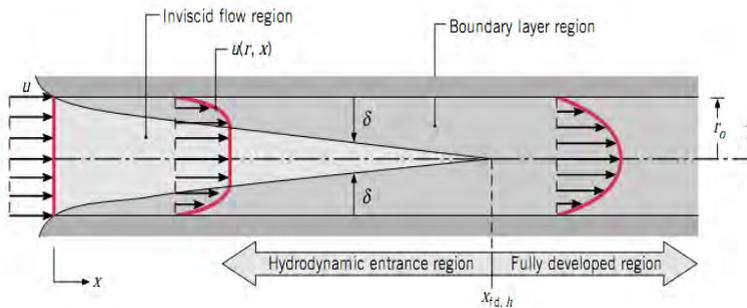
Gambar 2.3 Daerah-daerah konveksi alami, paksa dan gabungan untuk aliran dalam pipa (Tanaka et al, 1986)

2.2 Konveksi Aliran Internal

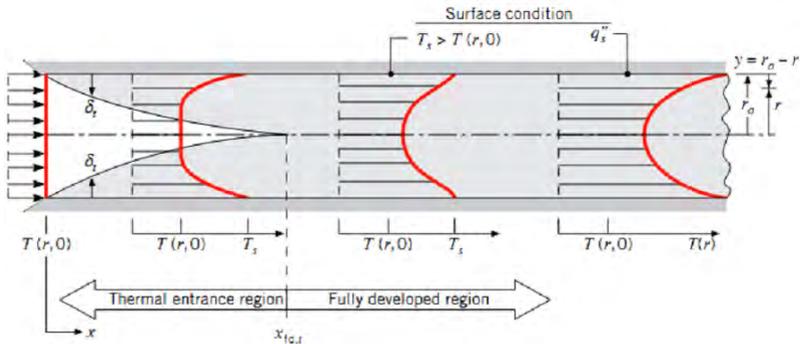
Perpindahan panas konveksi pada aliran internal merupakan salah satu proses perpindahan panas yang cukup rumit karena dipengaruhi oleh banyak faktor. Koefisien perpindahan panas konveksi dipengaruhi oleh orientasi arah aliran terhadap obyek, ukuran (D : diameter dan A : luas permukaan) dan bentuk obyek (plat datar, silinder dll), konduktivitas panas lapisan fluida (k), massa jenis fluida (ρ), kekentalan (μ : viskositas absolut) fluida, dan juga kapasitas panas jenis fluida pada tekanan konstan (c_p). Faktor-faktor tersebut dituangkan dalam bilangan Nusselt, bilangan Reynolds, dan bilangan Prandtl, yang merupakan bilangan tak berdimensi hasil riset para ahli khususnya dalam menemukan persamaan empiris untuk memprediksikan koefisien perpindahan panas konveksi.

2.2.1 Kondisi Aliran

Profil kecepatan pada aliran internal dapat dilihat pada gambar 2.4 dan profil temperatur dapat dilihat pada gambar 2.5.



Gambar 2.4 Profil kecepatan pada aliran internal (Incropera dan Dewitt, 2006)



Gambar 2.5 Profil temperatur pada aliran internal $T_{r,0} < T_s$ (Incropera dan Dewitt, 2006)

Fluida masuk dengan kondisi $T_{r,0} < T_s$, maka terjadi perpan konveksi dan mulai terjadi pertumbuhan *thermal boundary layer*.

- Daerah Entri (*Entrance Region*)

Panjang yang dibutuhkan agar profil kecepatan menjadi invarian terhadap posisi aksial dikenal sebagai panjang entri (*entry length*). Dalam kebanyakan kasus panjang entri sebuah pipa dapat diabaikan jika dibandingkan dengan panjang totalnya. Kebanyakan perhitungan engineering dilakukan dengan mengasumsikan aliran yang terbentuk penuh di seluruh pipa.

Untuk aliran laminar dan turbulen *thermal entry length* :

$$\left(\frac{x_{fd,t}}{D}\right)_{lam} \approx 0.05 Re_D Pr \quad \text{termal} \quad \dots\dots\dots (2.12)$$

$$\left(\frac{x_{fd,h}}{D}\right)_{lam} \approx 0.05 Re_D \quad \text{hidrodinamik} \quad \dots\dots\dots (2.13)$$

$$10 \leq \left(\frac{x_{fd,h}}{D}\right)_{turb} \leq 60 \quad \text{hidrodinamik} \quad \dots\dots\dots (2.14)$$

Untuk harga $Pr > 1$ pertumbuhan *hydrodynamic boundary layer* lebih cepat dari pada pertumbuhan *thermal boundary layer*.

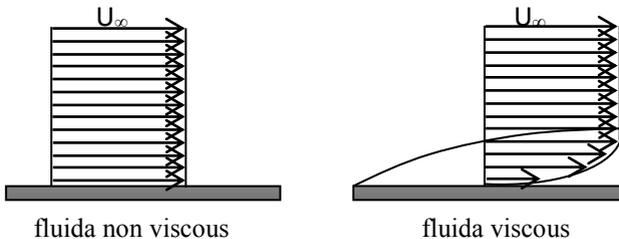
Untuk aliran turbulen pengaruh Pr tidak berarti sehingga pendekatannya adalah:

$$(X_{f,d,t}/D) = 10.$$

2.2.2 Aliran *Nonviscous* dan *Viscous*

Dalam mekanika fluida, aliran fluida terbagi atas dua definisi utama yaitu aliran *viscous* dan aliran *non viscous*. Aliran *non viscous* adalah aliran fluida yang memiliki viskositas fluida atau $\mu = 0$, dalam kenyataannya aliran yang demikian tidak ada karena setiap fluida pasti akan mempunyai viskositas tertentu. Pengertian aliran *viscous* adalah aliran yang mempunyai kecepatan tepat diatas suatu permukaan padat yang tidak bergerak adalah nol atau tidak terjadi slip sepanjang bidang tempatnya mengalir. Pada batas ketebalan tertentu dari permukaan tempat mengalir terjadi gradasi kecepatan sampai pada suatu titik tertentu dimana kecepatan disitu akan sama dengan kecepatan aliran bebas.

Pada aliran fluida ideal (*non viscous*), semua partikel yang bergerak diatas suatu permukaan padat akan memiliki kecepatan yang seragam, tetapi pada aliran *viscous* akibat pengaruh dari tegangan geser sehingga profil kecepatan fluidanya menjadi tidak seragam seperti gambar 2.6 dibawah ini.



Gambar 2.6 Perbedaan antara fluida *non viscous* dan *viscous*

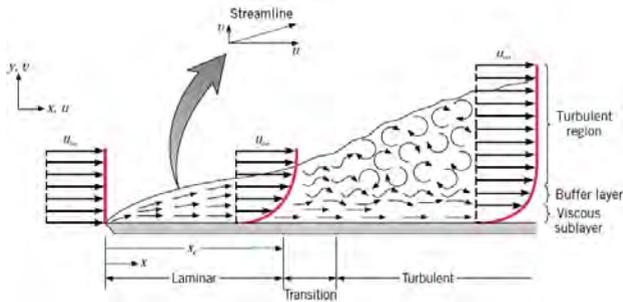
Pada gambar 2.6 terlihat bahwa fluida ideal tepat diatas permukaan pelat dasas memiliki kecepatan yang seragam dengan kecepatan udara bebas. Untuk aliran *viscous*, kecepatan fluida tepat diatas permukaan padat sama dengan nol. Semakin jauh dari

permukaan padat, secara berangsur-angsur tegangan geser yang terjadi semakin berkurang, sehingga berangsur-angsur pula kecepatan aliran akan membesar sampai suatu titik tertentu pengaruh tegangan geser terhadap aliran akan hilang sehingga kecepatan aliran akan mencapai harga yang sama dengan aliran bebasnya.

2.3 Aliran Laminer dan Turbulen

Untuk *internal flow* diklasifikasikan menjadi aliran laminer dan aliran turbulen. Aliran laminer adalah suatu aliran fluida dimana struktur alirannya terdiri dari pada gerakan partikel-partikel fluida yang berlapis-lapis membentuk garis-garis alir yang tidak berpotongan satu sama lain. Pengertian aliran turbulen adalah aliran fluida yang partikel-partikelnya bergerak secara acak, tidak stabil dengan kecepatan berfluktuasi yang saling interaksi dan partikel yang bergerak tersebut saling mengisi pada badan aliran.

Pada aliran turbulen perkembangannya lebih cepat daripada aliran *laminar*. Dalam aliran fluida proses peralihan dari *laminar* menjadi *turbulent* disebut kondisi transisi. Faktor yang mempengaruhi lamanya proses transisi adalah gradien tekanan, kekasaran permukaan, gaya bodi, dan gangguan aliran beba. Seperti ditunjukkan pada Gambar 2.4, ada perbedaan tajam antara kondisi *laminar* dan *turbulent*. Pada batas *laminar*, pergerakan fluida sangat teratur dan memungkinkan untuk mengidentifikasi partikel-partikel memanjang pada garis *streamline*. Perkembangan lapisan batas laminer dan turbulen ditunjukkan pada Gambar 2.7



Gambar 2.7 Pengembangan lapisan batas kecepatan pada pelat datar (Incropera dan Dewitt, 2006)

Boundary layer merupakan lapisan tipis pada *solid surface* yang terbatas daerah sangat sempit dekat permukaan kontur dengan kecepatan fluida tidak *uniform* sebagai pengaruh tegangan geser yang muncul akibat viskositas. *Boundary layer* akan mengalami perubahan sepanjang perjalanannya melewati permukaan benda padat. Pada pelat datar *boundary layer* terjadi mulai dari *leading edge* sebagai laminar *boundary layer* dimana ketebalannya masih tipis dan partikel fluida bergerak secara berlapis-lapis dan teratur, tetapi pada suatu jarak kritis karena sifat – sifat fluida , gangguan aliran bebas, perpindahan panas dan efek kekasaran permukaan maka mulai terjadi proses transisi hingga akhirnya aliran menjadi turbulen. Perpindahan menjadi turbulen diikuti oleh kenaikan yang cukup berarti pada ketebalan lapisan batas, tahanan geser dinding, dan koefisien konveksi. Karakteristik aliran ini ditentukan oleh nilai suatu besaran yang disebut bilangan *Reynolds*. Untuk aliran melintasi pelat rata bilangan *Reynolds* didefinisikan sebagai:

$$Re = \frac{u_{\infty} x}{\nu} \dots\dots\dots (2.15)$$

dimana

u_{∞} = kecepatan aliran bebas (m/s)

x = panjang karakteristik pelat (m)

ν = viskositas kinematik fluida (m^2/s)

Pada lapisan batas turbulen, tiga daerah berbeda dapat dilukiskan. Pada laminar sublayer, transport didominasi oleh difusi dan profil kecepatan adalah mendekati linier. Dan pada lapisan daerah turbulen transport didominasi oleh campuran turbulen.

Pada perhitungan sifat lapisan batas, sering digunakan untuk mengasumsikan bahwa transisi terjadi pada local X_c . Bilangan *Reynolds* kritis adalah nilai dari (Re) dimana transisi terjadi dan untuk aliran luar bilangan tersebut diketahui bervariasi dari 10^5 sampai 3×10^6 , tergantung pada kekasaran permukaan. Asumsi umum untuk perhitungan lapisan batas untuk pelat horisontal diambil harga *Reynolds* sebesar: $Re = 5 \times 10^5$, bila bilangan *Reynolds*-nya $< 5 \times 10^5$ disebut aliran laminar, $5 \times 10^5 < Re < 5 \times 10^8$ disebut aliran transisi dan $Re > 5 \times 10^8$ disebut aliran turbulen.

Pada daerah aliran turbulen, lapisan yang sangat tipis dekat pelat bersifat *laminar (laminar sublayer)*. Lebih jauh dari permukaan pelat, terdapat aksi *turbulent* dimana masih dipengaruhi oleh viskositas molekul dan konduksi kalor. Daerah ini disebut lapisan buffer (*buffer layer*). Lebih jauh lagi aliran menjadi sepenuhnya turbulen, dan mekanisme utama penukaran kalor dan momentum melibatkan makroskopik fluida yang bergerak kemana-mana didalam aliran.

Aliran laminar tunak dan terbentuk di dalam pipa akan diturunkan dengan mengaplikasikan hukum kedua Newton atau dengan menggunakan persamaan Navier-stokes yang tepat. Pendekatan elemen fluida dapat dianggap sebagai massa fluida pada suatu momen tertentu. Bilangan *Reynolds* untuk kebanyakan aliran di dalam saluran melebihi batas aliran laminar. Jika aliran dimulai dari kondisi diam, aliran tersebut akan dengan cukup kuat mengalami transisi menjadi aliran turbulen.

2.4 Rapat Massa dan Volume Spesifik

Rapat massa (ρ) dari suatu fluida adalah massa yang mengisi satu satuan volume, sebaliknya volume spesifik (v) adalah volume yang diisi oleh satu satuan massa. Rapat massa dan volume spesifik saling berkaitan satu sama lain. Rapat massa nitrogen pada tekanan atmosfer standar dengan suhu 25°C mendekati $1,233 \text{ kg/m}^3$.

2.5 Persamaan Energi

Persamaan energi pada hukum pertama termodinamika memiliki kegunaan pada saat perpindahan kalor atau usaha yang ingin diketahui, seperti pada persamaan berikut:

Persamaan energi

$$Q - \dot{W}_s - \dot{W}_{\text{shear}} - \dot{W}_{\text{other}} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{cv} \epsilon \rho dV + \int_{cs} (e + pv) \rho \bar{V} \cdot d\bar{A}$$

..... (2.16)

dimana, $e = u + \frac{v^2}{2} + gz$

dengan asumsi : 1. $\dot{W}_s = 0, \dot{W}_{\text{other}} = 0, \dot{W}_{\text{shear}} = 0$

2. *Steady flow*
3. *Incompressible flow*
4. Energi dalam dan tekanan seragam
5. Perubahan energi dalam diabaikan
6. Perubahan energi kinetik diabaikan
7. Perubahan energi potensial diabaikan

sehingga persamaan menjadi:

$$Q = \rho \cdot \dot{m} \cdot (P_2 - P_1) \text{ (2.17)}$$

2.6. Boussinesq Equation

Pada banyak kasus konveksi alami, untuk mendapatkan proses konvergensi lebih cepat yaitu dengan menggunakan model *Boussinesq* melalui pengaturan densitas fluida sebagai fungsi dari temperatur. Model ini memperlakukan densitas sebagai nilai konstan dalam semua penyelesaian persamaan, kecuali untuk *bouyancy* dalam persamaan momentum :

$$(\rho - \rho_0)g \approx -\rho_0\beta(T - T_0)g \text{ (2.18)}$$

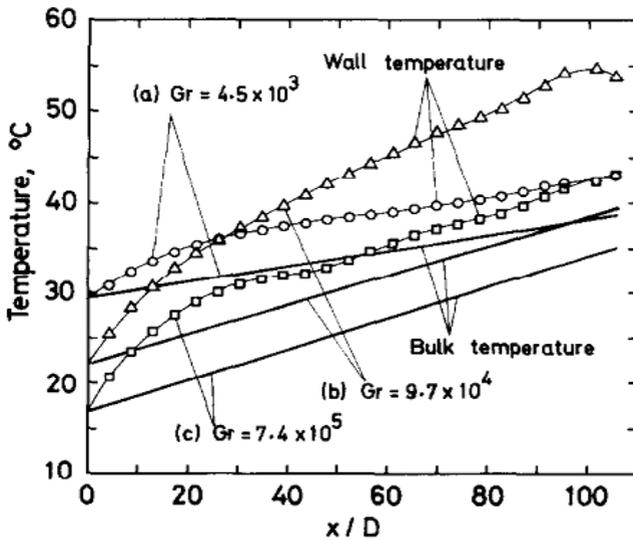
dimana, ρ_0 merupakan densitas konstan sepanjang aliran, T_0 merupakan temperatur operasi dan β merupakan termal koefisien ekspansi.

2.7 Penelitian Terdahulu

Berikut ini adalah beberapa penelitian terdahulu yang terkait dengan gabungan konveksi paksa dan konveksi alami aliran dalam sebuah heated pipe :

2.7.1 Hiroaki Tanaka et al (1986)

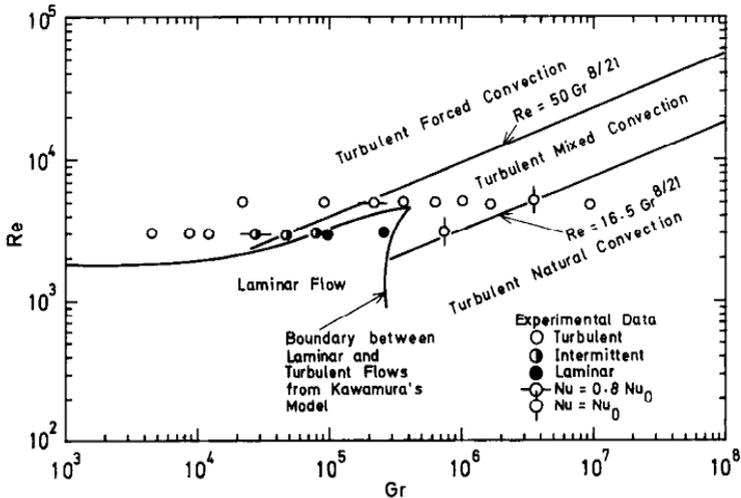
Pada penelitian terdahulu yang dilakukan oleh Hiroaki Tanaka et al pada kasus *Combined forced and natural convection heat transfer for upward flow in a uniformly heated, vertical pipe* dengan tujuan mempelajari karakteristik aliran turbulen konveksi gabungan pada aliran yang mengalir di dalam heated pipe, pipa tersebut memiliki dimensi panjang (L) = 2530 mm dan diameter (d) = 23 mm. Eksperimen dilakukan dengan cara memvariasikan *heat flux* dan *Grashof number* pada *Reynolds number* tertentu, sehingga nantinya akan menghasilkan plot data distribusi temperatur *heated wall*, selain itu juga terdapat *solid line* yang menunjukkan *bulk* temperatur seperti pada gambar 2.8.



Gambar 2.8 Distribusi Temperatur Dinding Pada Tiga Nilai *Grashof Number* dengan *Reynold Number* Konstan 3000 (Hiroaki Tanaka et al, 1986)

Pada eksperimen tersebut didapatkan distribusi temperatur dinding dengan variasi nilai *Grashof number* yaitu $Gr = 4.5 \times 10^3$, $Gr = 9.7 \times 10^4$ dan $Gr = 7.4 \times 10^5$ dengan nilai *Reynolds number* konstan sebesar $Re = 3000$.

Selain itu terdapat pula Grafik perbandingan *Grashof number* dan *Reynolds number* untuk mengetahui letak aliran laminar, *turbulent forced convection*, *turbulent natural convection* dan *turbulent convection* seperti *mixed* gambar 2.9.



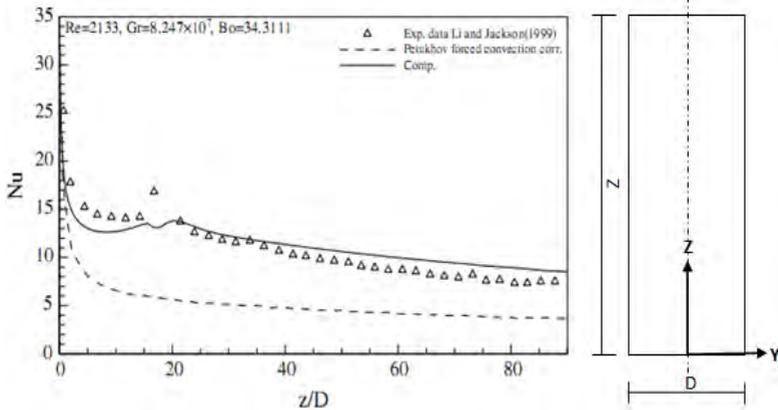
Gambar 2.9 Plot Data Eksperimen pada Rezim Combined Forced and Natural Convection (Hiroaki Tanaka et al, 1986)

Pada gambar 2.9 terlihat bahwa terbagi antara daerah *natural convection*, *forced convection* dan *mixed convection*, tergantung dari nilai Gr_L/Re_L^2 nya. Semakin kecil nilai dari Gr_L/Re_L^2 maka daerah tersebut akan mendekati daerah *natural convection*.

2.7.2 Mehdi dan Mehrdad (2008)

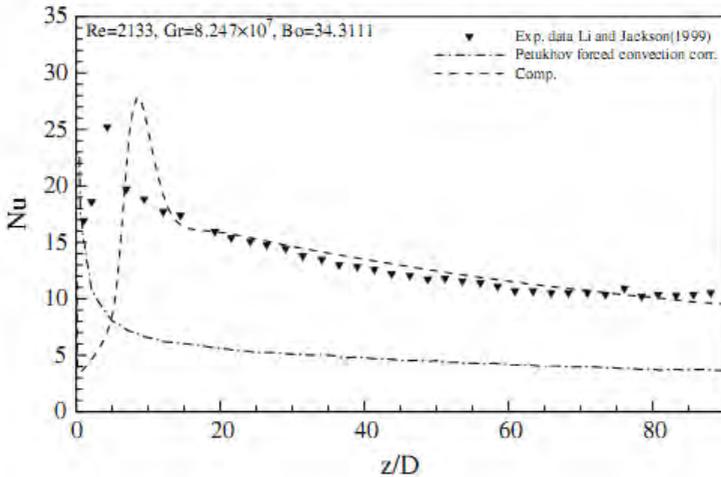
Mehdi dan Mehrdad dalam *paper*nya yang berjudul *Investigation of turbulent mixed convection of air flow in vertical tubes using a zonal turbulence model*, melakukan simulasi numerik terhadap eksperimen yang telah dilakukan oleh Li dan Jackson (1999). Pada eksperimen tersebut digunakan $Gr = 29.7 \times 10^8$ (*upward*), $Re = 38075$ dengan $Bo=0.0064$ dan $Gr = 2.423 \times 10^8$, $Re = 24591$ (*downward*) dengan $Bo=0.0233$ untuk pengaruh gaya *bouyancy* yang diabaikan, $Gr = 1.145 \times 10^8$, $Re = 7220$ dengan $Bo=0.7317$ untuk pengaruh gaya *bouyancy* yang kecil serta $Gr = 8.247 \times 10^7$, $Re = 2133$ dengan $Bo=34.3111$ untuk pengaruh gaya *bouyancy* yang besar.

Dari simulasi numerik yang telah dilakukan, didapatkan hasil perbandingan *Nusselt number* dari hasil simulasi dengan data eksperimen Li dan Jackson (1999), seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.10 dan 2.11.



Gambar 2.10 Perbandingan prediksi Nusselt number dari hasil simulasi dengan data eksperimen untuk *upward flow* (Mehdi dan Mehrdad, 2008)

Gambar 2.10 menunjukkan bahwa data hasil simulasi yang telah dilakukan oleh Mehdi dan Mehrdad (2008) sudah mendekati data eksperimen yang telah dilakukan oleh Li dan Jackson (1999). Untuk aliran *upward*, sepanjang pertumbuhan *thermal boundary layer*, perpindahan panas antara dinding dengan perbatasan fluida lambat. Selanjutnya pada bagian *downstream* efek dari gaya *bouyancy* akan timbul, percepatan aliran pada area di dekat dinding menyebabkan gaya *bouyancy* semakin besar. Penambahan profil kecepatan akan memperkuat mekanisme konveksi sehingga akan meningkatkan perpindahan panas yang mana diamati pada distribusi *Nusselt number* saat $z/D \approx 15$.



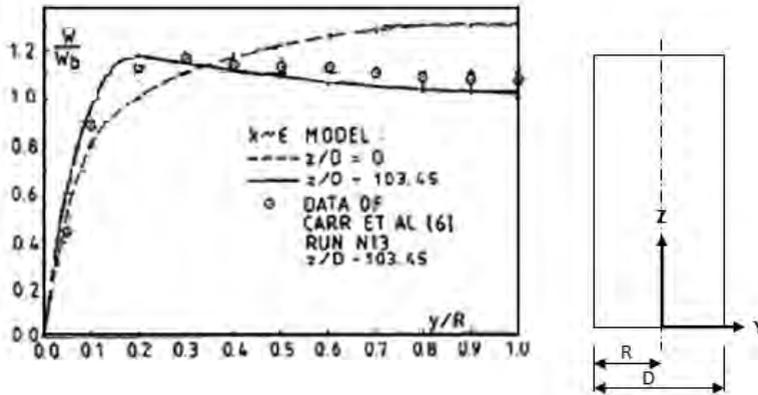
Gambar 2.11 Perbandingan prediksi Nusselt number dari hasil simulasi dengan data eksperimen untuk *downward flow* (Mehdi dan Mehrdad, 2008)

Gambar 2.11 menunjukkan distribusi *Nusselt number* untuk aliran *downward*, dapat dilihat bahwa data hasil simulasi yang telah dilakukan oleh Mehdi dan Mehrdad (2008) sudah mendekati data eksperimen yang telah dilakukan oleh Li dan Jackson (1999), tetapi pada $z/D \approx 0$ sampai $z/D \approx 20$ menunjukkan hasil yang berbeda. Pada daerah awal terlihat bahwa pemanasan tidak seragam, perbedaan ini diakibatkan oleh efek kombinasi dari *thermal boundary layer* dan gaya *bouyancy* yang kuat. Pada awal daerah pemanasan, pergerakan fluida di dekat dinding diperlambat oleh gaya *bouyancy* yang berpengaruh signifikan. Hal ini dapat menurunkan konveksi yang terjadi, tetapi juga meningkatkan pengolakan aliran.

2.7.3 Cotton dan Jackson (1989)

Cotton dan Jackson dalam paper nya yang berjudul *Vertical tube air flows in the turbulent mixed convection regime calculated using a low Reynolds number $k-\epsilon$ model*, melakukan

simulasi numerik menggunakan $k-\varepsilon$ turbulence model terhadap data hasil eksperimen Carr et al (1973). Pada eksperimen tersebut digunakan $5000 \leq Re \leq 5400$ dan $1.06 \times 10^7 \leq Gr \leq 2.27 \times 10^7$, dari simulasi numerik yang telah dilakukan didapatkan hasil perbandingan seperti pada gambar 2.12.



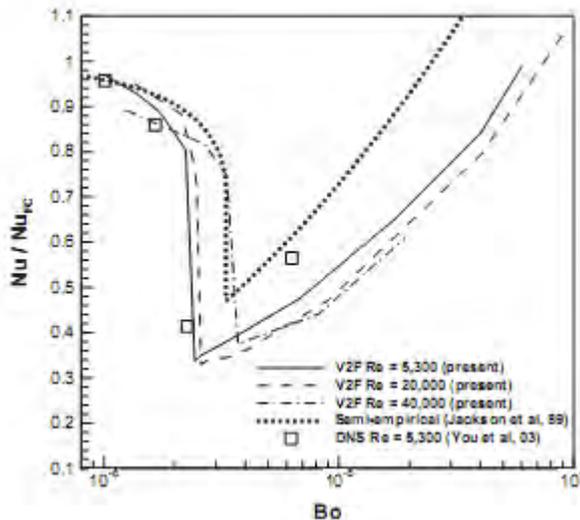
Gambar 2.12 Profil kecepatan ascending flow, perbandingan data Carr et al. (Cotton dan Jackson, 1989)

Pada gambar 2.12 terlihat bahwa data hasil simulasi sudah mendekati data hasil eksperimen pada daerah $z/D=103.45$, pada $z/D=103.45$ merupakan daerah *fully developed* sehingga efek gaya *buoyancy* nya cukup besar. Hal ini menunjukkan bahwa hasil simulasi yang telah dilakukan oleh Cotton dan Jackson (1989) berhasil. Pada daerah dekat dinding memiliki kecepatan tinggi karena pengaruh gaya *buoyancy* yang tinggi. Kemudian aliran akan mengalami penurunan kecepatan seiring dengan bertambahnya jarak terhadap *heated wall*. Hal tersebut dikarenakan pengaruh gaya *buoyancy* semakin berkurang.

2.7.4 Forooghi dan Hooman (2013)

Forooghi dan Hooman dalam papernya yang berjudul *Numerical study of turbulent convection in inclined pipe with*

significant bouyance influence, melakukan simulasi numerik terhadap sebuah pipa dengan menggunakan model turbulensi *V2F eddy viscosity*. Forooghi dan Hooman (2013) membandingkan dengan *DNS* model yang telah dilakukan oleh You et al (2003) dan hasil eksperimen yang telah dilakukan oleh Jackson et al (1989). Berikut ini adalah hasil perbandingan *Nusselt number* dengan gaya *bouyancy* yang ditunjukkan pada gambar 2.13



Gambar 2.13 Variasi nilai Nu/Nu_{FC} dengan parameter *bouyancy* untuk aliran vertikal dengan perbedaan *Reynolds number* (Forooghi dan Hooman, 2013)

Pada gambar 2.13 terlihat bahwa terjadi penurunan nilai *Nusselt number* pada nilai *bouyancy* dibawah 10^{-5} kemudian terjadi peningkatan nilai *Nusselt number* pada nilai *bouyancy* di atas 10^{-5} . Dari hasil simulasi yang telah dilakukan oleh Forooghi dan Hooman (2013) pada $Re=40.000$ untuk nilai *bouyancy* yang rendah data hasil simulasi mendekati data hasil eksperimen Jackson et al (1989). Untuk nilai $Re=5300$ dan $Re=20.000$ baik

pada nilai *bouyancy* yang rendah ataupun tinggi, data hasil simulasi tidak mendekati data eksperimen. Sedangkan untuk simulasi menggunakan *DNS* data hasil simulasi mendekati data eksperimen pada nilai *bouyancy* yang tinggi.

BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

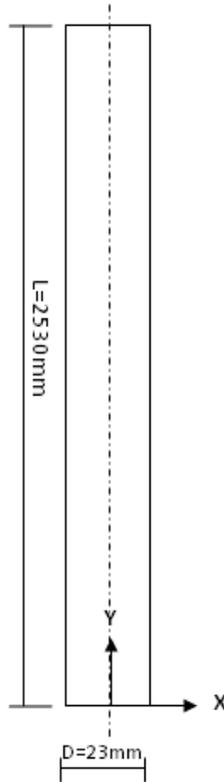
Bab ini menjelaskan langkah–langkah yang digunakan dalam penyelesaian masalah pada Tugas Akhir ini. Di samping itu, dijelaskan pula geometri pada model yang akan digunakan, prosedur dan proses pelaksanaan tiap–tiap langkah yang dilakukan dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini, metodologi penyelesaian yang digunakan adalah pemodelan numerik (CFD).

Tugas Akhir ini mensimulasikan aliran yang mengalir di dalam *heated pipe* dengan memvariasikan *Reynolds number* dan *Grashof number* dengan *heat flux* konstan. Berikut ini adalah nilai variasi dari *Reynolds number* dan *Grashof number* yang ditunjukkan pada tabel 3.1.

Tabel 3.1 Parameter Data Perencanaan

No	Re	Gr	q'' (W/m ²)
1	3000	4.5×10^3	57
2	3000	9.7×10^4	102
3	3000	7.4×10^5	111
4	5000	4.5×10^3	57
5	5000	9.7×10^4	102
6	5000	7.4×10^5	111

Dengan gambar model uji seperti yang ditunjukkan pada gambar 3.1.



Gambar 3.1 Model Benda Uji

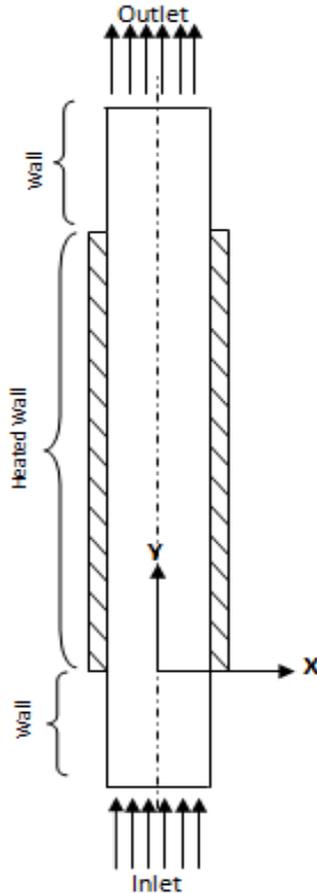
3.1 Metode Numerik

Penelitian numerik dilakukan dengan menggunakan metode *Computational Fluid Dynamics (CFD)* dengan membuat model awal dan melakukan diskritisasi (*meshing*) pada model tersebut. Prosedur yang dilakukan pada penelitian numerik adalah tahap *pre-processing* dan dilanjutkan dengan tahap *post-processing*.

3.1.1 Tahap *pre-processing*

- a) Membuat model dan geometri berupa sebuah pipa vertikal 2-dimensi dengan dimensi panjang (L)=2530

mm, diameter (D)=23 mm dan *entrance length* (L)=60xD=1380 mm, seperti yang terlihat pada gambar 3.2.

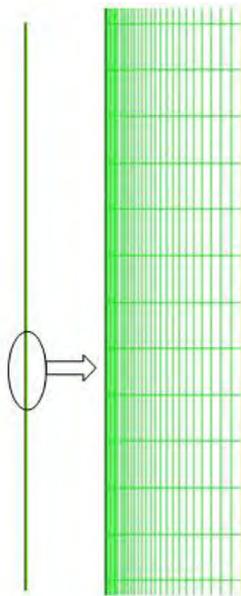


Gambar 3.2 Domain fisis benda uji

Pada gambar 3.2 terlihat bahwa terdapat penambahan *entrance length* pada bagian awal pipa dengan tujuan pada saat memasuki daerah heated wall aliran sudah *fully*

developed agar profil kecepatan sudah tidak berubah, sehingga pengaruh *heat flux* terhadap aliran fluida sepanjang *heated wall* sama, sedangkan pada bagian akhir pipa ditambahkan *wall* dengan tujuan agar propertis fluida *uniform* setelah keluar dari daerah *heated wall*.

- b) Membuat *meshing* dengan tipe *quad-map*. Mesh dilakukan agar kondisi batas dan parameter yang diperlukan dapat di aplikasikan dalam volume-volume kecil. Meshing dilakukan dengan cara membagi model solid menjadi volume-kecil. Bentuk meshing yang dipilih adalah *quad-map*, untuk daerah dekat dinding digunakan *mesh boundary layer*. *Meshing* pada penelitian ini dapat ditunjukkan pada gambar 3.3.



Gambar 3.3 Meshing pada Model Uji dengan Quad-map

c) Memeriksa Kualitas *Mesh*

Kualitas *mesh* sangat berpengaruh terhadap keakuratan dan konvergensi. Kualitas *mesh* yang rendah akan menghasilkan solusi yang kurang akurat dan waktu konvergensi yang lama, adapun kualitas *mesh* yang disarankan adalah dibawah 0.45.

d) Mendefinisikan kondisi batas yaitu penentuan parameter-parameter dan batasan yang mungkin terjadi pada aliran. Kondisi batas *inlet* adalah *velocity inlet* dan *outlet* adalah *outflow*. Pada penelitian ini juga menggunakan kondisi batas *axisymmetri*

3.1.2 Tahap *post-processing*

a) *Grid*

Langkah awal adalah melakukan *read* untuk hasil data, kemudian dilakukan pengecekan *grid*. Setelah itu ditentukan skala, pada penelitian ini menggunakan skala dalam meter.

b) *Models*

Pada langkah ini dilakukan pemodelan karakteristik aliran, meliputi pemilihan model *solver* yaitu *space axisymmetric* dengan time yang *steady* dan penentuan *turbulence model* yang digunakan. *Turbulence model* yang digunakan adalah *standard k-ε enhanced wall treatment*, pada langkah ini juga dilakukan pengaktifan *energy equation*.

c) *Materials*

Merupakan penetapan jenis material yang akan digunakan yaitu gas nitrogen (N_2) dengan *density Boussinesq* (ρ) $1,1233 \text{ kg/m}^3$.

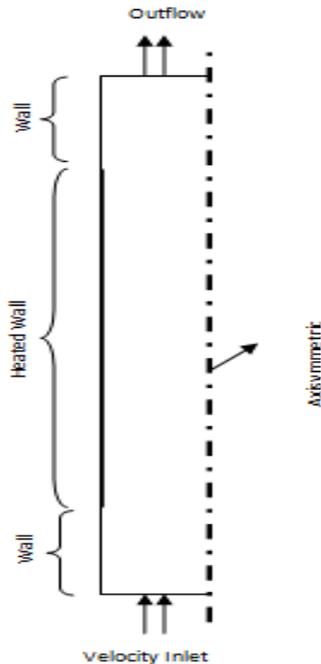
d) *Operating Conditions*

Menentukan kondisi daerah operasi dan lingkungan di sekitar benda uji. *Operating conditions* menggunakan

operating pressure sebesar 123000 Pascal, pada tahap ini juga diaktifkan gravitasi sebesar -9.81 ke arah Y.

e) *Boundary Conditions*

Menentukan parameter-parameter dan batasan yang terjadi pada aliran yang melewati model uji pada *inlet* maupun *outlet*. Pada daerah *inlet* diasumsikan sebagai *velocity inlet* dan outlet diasumsikan sebagai *outflow* dengan nilai kecepatan masing-masing yang telah ditentukan dari hasil perhitungan. Sedangkan *wall* diasumsikan sebagai *heated wall* dengan *heat flux* konstan yang telah ditentukan dari data eksperimen, seperti yang terlihat pada gambar 3.4.



Gambar 3.4 *Boundary condition* Model Uji

f) *Solution*

Solution pada penelitian ini akan menggunakan *discretization second order* untuk *pressure*, *second order upwind* untuk *momentum*, *turbulence kinetic energy* dan *turbulence dissipation rate*, dan *Quick* untuk *energy*.

g) *Initialize*

Merupakan langkah perhitungan awal untuk memudahkan dalam mendapatkan hasil yang konvergen pada tahap iterasi. *Initialize* dihitung dari *inlet*, untuk *velocity inlet* yang dimasukkan dalam perhitungan, ditunjukkan pada tabel 3.2.

Tabel 3.2 Velocity inlet yang dimasukkan dalam perhitungan.

No	Re	Gr	q'' (W/m ²)	V(m/s)
1	3000	4.5×10^3	57	2.106
2	3000	9.7×10^4	102	2.02
3	3000	7.4×10^5	111	1.95
4	5000	4.5×10^3	57	3.51
5	5000	9.7×10^4	102	3.36
6	5000	7.4×10^5	111	3.256

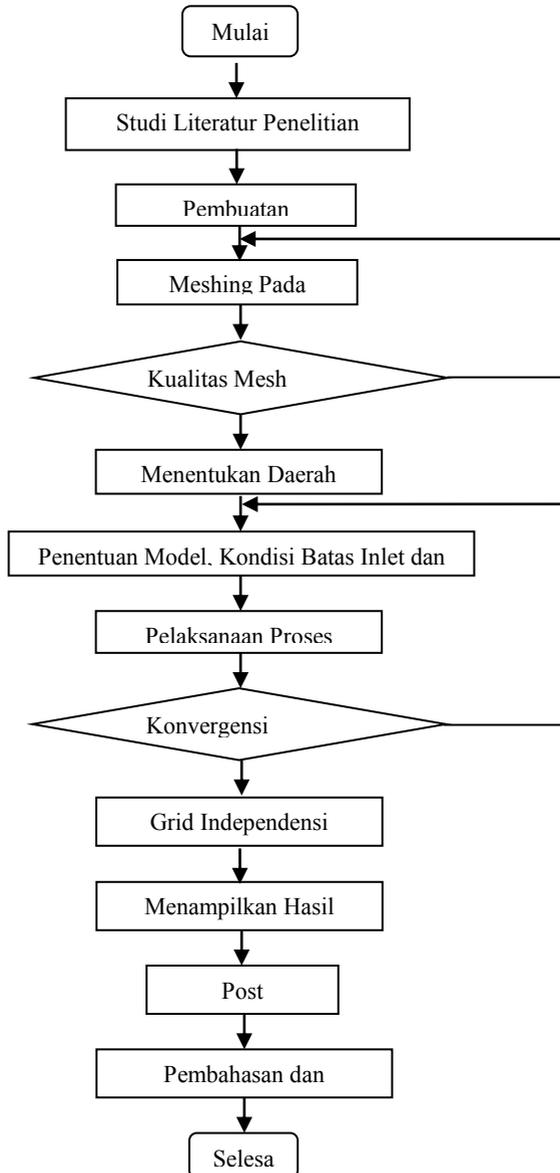
h) *Monitor Residual*

Merupakan tahapan untuk penyelesaian masalah, berupa proses iterasi sampai mencapai harga kriteria konvergensi yang diinginkan. Untuk kriteria konvergensi ditetapkan sebesar 10^{-6} , artinya proses iterasi dinyatakan telah konvergen setelah residualnya mencapai harga di bawah 10^{-6} .

- i) *Iterate*
Merupakan langkah kelanjutan dari *monitor residual* yang merupakan langkah perhitungan. Pada tahap ini dilakukan iterasi sampai *convergence criterion* sebesar 10^{-6} .
- j) *Post Processing*
Merupakan penampilan hasil yang telah diperoleh. Dapat divisualisasikan melalui tampilan *grid display*, plot kontur (tekanan, kecepatan), plot *vector* dll sesuai dengan yang ingin digunakan pada analisa.

3.2 Diagram Alir Penelitian

Berikut adalah langkah-langkah proses pengerjaan yang dilakukan dalam penelitian Tugas Akhir ini seperti yang ditunjukkan pada gambar 3.5.



Gambar 3.5 diagram Alir Penelitian

3.3 Validasi dan Pembahasan Hasil Penelitian

Dalam penelitian ini dilakukan variasi beberapa *Reynolds number* dan *Grashof number* dan hasil masing-masing variasi akan dibandingkan. Untuk mengetahui akurasi simulasi, dilakukan validasi dengan data hasil eksperimen. Data distribusi temperatur yang telah didapat dari kalkulasi numerik dibandingkan dengan data eksperimen yang telah didapat oleh Hiroaki Tanaka et al (1986). Error didapatkan dari perhitungan

$$\frac{|T_{\text{eksperimen}} - T_{\text{simulasi}}|}{T_{\text{eksperimen}}} \times 100\%$$

3.4 Alokasi Waktu Penelitian

Penelitian yang dilakukan dijadwalkan dalam waktu 7 bulan dengan rincian kegiatan pada tabel 3.3 di bawah ini:

Tabel 3.3 Alokasi waktu penelitian

No	Kegiatan	Juli				Agustus				September				Oktober				November				Desember				Januari			
		1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4
1	Kajian pustaka	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
2	Persiapan	■																											
3	Pembuatan model dan meshing		■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■												
4	Simulasi dengan variasi turbulent models		■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■																
5	Grid independensi									■	■	■	■	■	■	■	■												
6	Pengolahan data dan analisa hasil numerik													■	■	■	■	■	■	■	■								
7	Penulisan laporan tugas akhir																	■	■	■	■								
8	Sidang tugas akhir																					■	■	■	■				

BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN

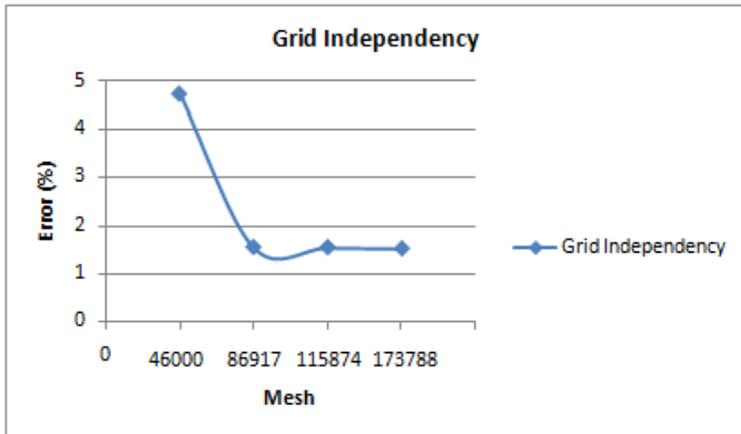
Bab ini menjelaskan analisa dan pembahasan berdasarkan pengolahan data yang telah dijabarkan pada bab sebelumnya. Data yang diperoleh dari penelitian berupa data kuantitatif dan data kualitatif. Data kuantitatif dipresentasikan dalam bentuk grafik sedangkan data kualitatif merupakan visualisasi aliran. Data tersebut digunakan untuk menganalisa karakteristik aliran di dalam sebuah pipa yang dipanaskan. Data dari hasil eksperimen akan dibandingkan dengan data hasil numerik dalam bentuk grafik profil temperatur. Sebagai data pendukung, akan diambil grafik distribusi kecepatan dan grafik distribusi tekanan. Visualisasi aliran yang didapatkan berupa kontur kecepatan, kontur temperatur dan kontur tekanan.

4.1 *Grid Independency*

Pada penelitian ini telah dilakukan simulasi numerik tentang konveksi campuran aliran dalam *heated pipe*. Untuk menunjukkan bahwa hasil komputasi tidak dipengaruhi oleh kerapatan *grid*, maka dilakukan *grid independency* dengan menggunakan empat *meshing* yang berbeda, dimana kerapatannya semakin bertambah dari *mesh A* hingga *mesh D*. *Error* dari setiap *meshing* dihitung menggunakan data validasi dari eksperimen Hiroaki Tanaka et al (1986). *Error* didapatkan dari perhitungan $\frac{|T_{eksperimen} - T_{simulasi}|}{T_{eksperimen}} \times 100\%$. Hasil dari *grid independency* yang telah dilakukan dengan empat *meshing* yang berbeda ditunjukkan pada tabel 4.1 dan gambar 4.1.

Tabel 4.1 Analisa *grid independency*

Mesh	Cell	Aspect ratio	Error Wall Temperature
1	46000	1:5	4.734
2	86917	1:2	1.549
3	115874	1:1,5	1.543
4	173788	1:1	1.519



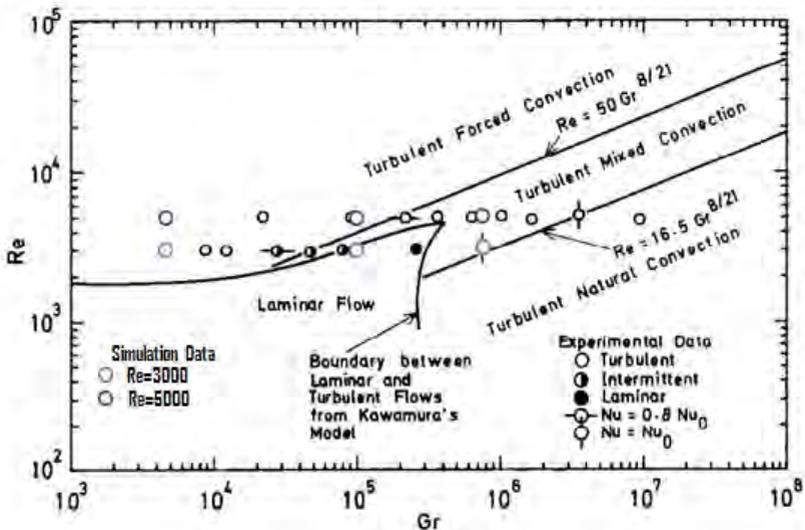
Gambar 4.1 Analisa *grid independency*

Pada gambar 4.1 ditunjukkan grafik distribusi temperatur pada *heated wall* dengan jumlah *meshing* yang berbeda. Dari hasil analisa yang dilakukan, *mesh 2* hingga *mesh 4* menunjukkan hasil yang sama, baik dari bentuk grafik maupun nilai kuantitatif yang ditunjukkan. Hal tersebut juga terlihat pada tabel 4.1 dari perubahan *error* yang kecil dari setiap kenaikan kerapatan *mesh 2* hingga *mesh 4*. Berbeda hasil yang ditunjukkan *mesh 1*, dengan jumlah *cell* yang lebih sedikit dari pada ketiga *mesh* yang lain, hasil yang ditunjukkan memiliki error paling tinggi. Dari tabel 4.1 dan gambar 4.1 ditunjukkan perbedaan kerapatan *mesh* dan *error* dari masing-masing *meshing* maka dipilih *mesh 2* untuk digunakan pada analisa selanjutnya dikarenakan *error mesh 2* hingga *mesh 4* relatif konstan sehingga dipilih jumlah *mesh* yang

paling sedikit untuk meringankan kinerja dari komputer dan mempercepat running.

4.2 Pengelompokan Data Untuk Daerah Konveksi Alami, Paksa dan Campuran

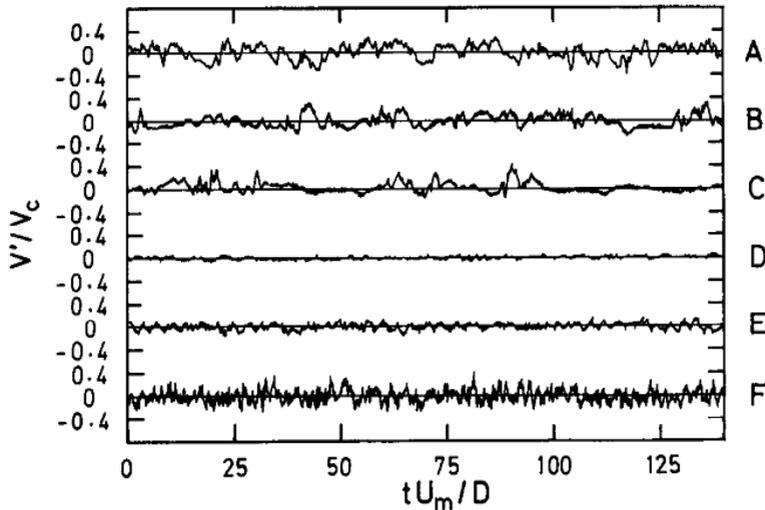
Data eksperimen yang telah dilakukan oleh Hiroaki Tanaka et al (1986) dikelompokkan menjadi daerah *turbulent natural convection*, *turbulent mixed convection*, *turbulent forced convection* dan *laminar flow* seperti pada gambar 4.2.



Gambar 4.2 Data Untuk Daerah Konveksi Alami, Paksa dan Campuran

Gambar 4.2 menunjukkan daerah analisa untuk data eksperimen yang telah dilakukan oleh Hiroaki Tanaka et al (1986). Jika merujuk pada daerah analisa di atas, maka data simulasi yang telah dilakukan dapat dikelompokkan sebagai berikut : untuk $Re=3000$, $Gr=4.5 \times 10^3$ masuk dalam daerah *turbulent forced convection*, $Gr=9.7 \times 10^4$ masuk dalam daerah *laminar flow*, $Gr=7.4 \times 10^5$ masuk dalam daerah *turbulent mixed convection*, untuk $Re=5000$, $Gr=4.5 \times 10^3$ masuk dalam daerah

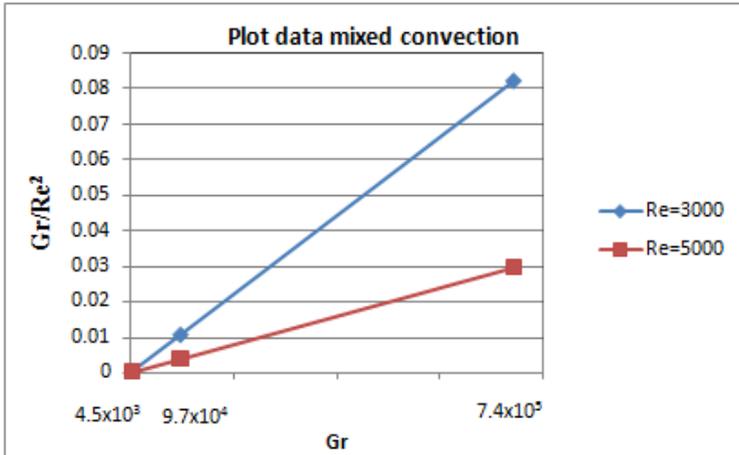
turbulent forced convection, $Gr=9.7 \times 10^4$ masuk dalam daerah *turbulent forced convection* dan $Gr=7.4 \times 10^5$ masuk dalam daerah *turbulent mixed convection*. Pada kasus ini, untuk $Re=3000$ aliran fluida tidak selalu turbulen, tetapi dapat berubah menjadi laminar dengan ditunjukkan pada gambar 4.3.



Gambar 4.3 Reaksi signal dari hot-wire yang ditempatkan pada $y=1.65$ mm, untuk variasi Grashof number dengan Reynolds number konstan pada 3000 : A, $Gr=4.5 \times 10^3$; B, $Gr=2.7 \times 10^4$; C, $Gr=4.7 \times 10^4$; D, $Gr=9.7 \times 10^4$; E, $Gr=2.6 \times 10^5$; F, 7.4×10^5 .

4.3 Pengelompokan Data Untuk Daerah Konveksi Alami, Paksa dan Campuran Menurut Incropera dan Dewitt (2006)

Berdasarkan Incropera dan Dewitt (2006), pengelompokan data untuk daerah konveksi alami, paksa dan campuran seperti gambar 4.4.

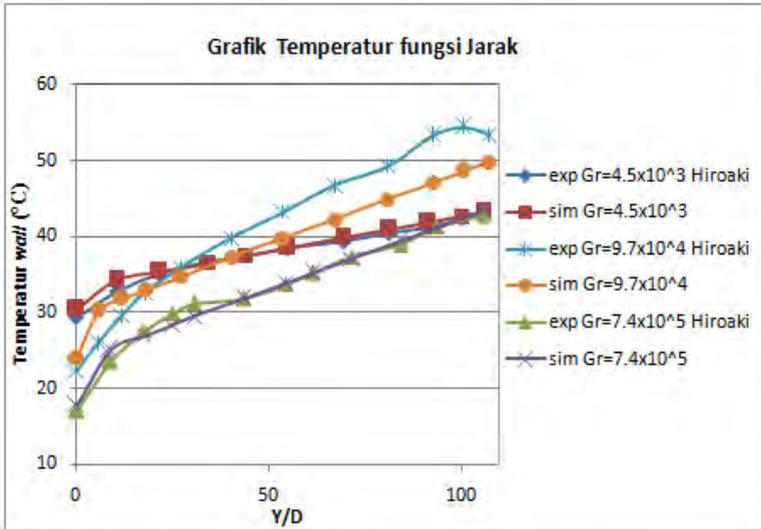


Gambar 4.4 Data Untuk Daerah Konveksi Alami, Paksa dan Campuran

Gambar 4.4 menunjukkan pengelompokan data konveksi alami, paksa dan campuran, menurut Incropera dan Dewitt, (2006) konveksi alami dapat diabaikan jika $(Gr_L/Re_L^2) \ll 1$ dan konveksi paksa dapat diabaikan jika $(Gr_L/Re_L^2) \gg 1$. Oleh sebab itu gabungan konveksi alami dan konveksi paksa terletak pada daerah $(Gr_L/Re_L^2) \approx 1$. Jika merujuk pada Incropera dan Dewitt, (2006), data-data di atas dapat dikelompokkan menjadi konveksi paksa terkecuali pada $Gr=7.4 \times 10^5$ untuk $Re=3000$ memiliki nilai Gr/Re^2 mendekati 1 sehingga masuk dalam konveksi campuran.

4.4 Validasi Data Simulasi Numerik

Untuk membuktikan keakuratan data hasil simulasi yang sudah dilakukan, maka perlu dilakukan validasi untuk membandingkan dengan data hasil eksperimen yang telah dilakukan oleh Hiroaki Tanaka et al (1986) seperti pada gambar 4.5.



Gambar 4.5 Perbandingan Distribusi temperatur wall data simulasi dengan eksperimen pada $Re=3000$

Gambar 4.5 menunjukkan *trend line* distribusi temperatur *heated wall* dengan nilai *Grashof number* yang berbeda. Dari ketiga nilai *Grashof number*, *trend line* distribusi temperatur *heated wall* pada masing-masing *Grashof number* terus meningkat seiring dengan bertambahnya X/D . Pada $Gr=9.7 \times 10^4$ dan $Gr=7.4 \times 10^5$ mengalami peningkatan temperatur yang cukup tajam, sementara itu pada $Gr=4.5 \times 10^3$ kenaikan temperatur yang terjadi tidak terlalu signifikan. Pada $Gr=9.7 \times 10^4$ memiliki kenaikan temperatur sebesar $\Delta T=25.67^\circ\text{C}$, pada $Gr=7.4 \times 10^5$ memiliki kenaikan temperatur sebesar $\Delta T=25.77^\circ\text{C}$ sedangkan pada $Gr=4.5 \times 10^3$ memiliki kenaikan temperatur sebesar $\Delta T=12.81^\circ\text{C}$. *Trendline* grafik tersebut sesuai dengan persamaan 2.9 dimana *Grashof number* yang tinggi memiliki ΔT yang tinggi.

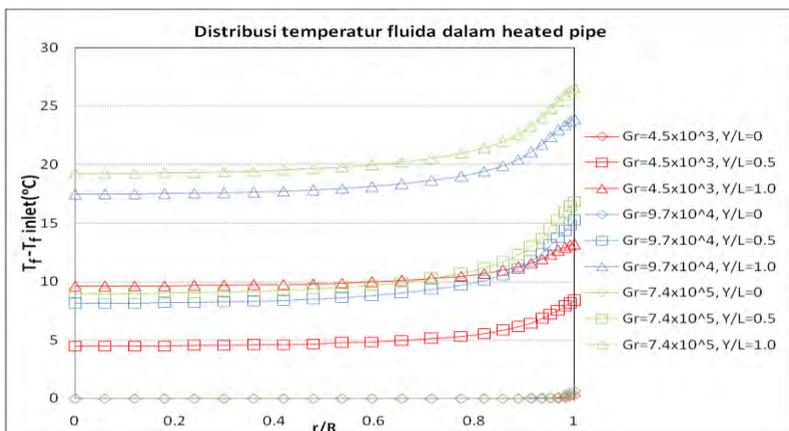
Hasil perbandingan distribusi temperatur *wall* data simulasi dengan eksperimen pada $Gr=4.5 \times 10^3$, $Gr=7.4 \times 10^5$, $Gr=9.7 \times 10^4$ menunjukkan perbedaan yang tidak signifikan, hal ini

ditunjukkan dengan *trendline* grafik numerik yang berhimpit dengan eksperimen dan ditunjukkan dengan nilai *error* rata-rata sepanjang pipa. Pada $Gr=4.5 \times 10^3$ memiliki *error* sebesar 1.54%, pada $Gr=7.4 \times 10^5$ memiliki *error* sebesar 2.32% dan pada $Gr=9.7 \times 10^4$ memiliki *error* sebesar 8.06%. Pada $Gr=9.7 \times 10^4$ memiliki *error* yang cukup besar, hal ini dikarenakan untuk $Gr=9.7 \times 10^4$ pada eksperimen yang telah dilakukan oleh Hiroaki Tanaka (1986) masih termasuk dalam aliran *laminar*, sedangkan simulasi dilakukan dengan pemodel turbulensi dimana aliran dianggap sebagai aliran *turbulent*, sehingga data hasil simulasi sudah dikategorikan baik (*error* < 5%). Dengan validasi data ini, maka pengambilan data selanjutnya sudah dapat dilakukan.

4.5 Analisa Data Kuantitatif

4.5.1 Distribusi Temperatur Fluida Dalam *Heated Pipe* Pada $Re=3000$

Data distribusi temperatur fluida dalam *heated pipe* diambil pada tiga penampang, yaitu daerah awal ($Y/L=0$), daerah tengah ($Y/L=0.5$), dan daerah akhir ($Y/L=1.0$) dengan hasil seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.6.



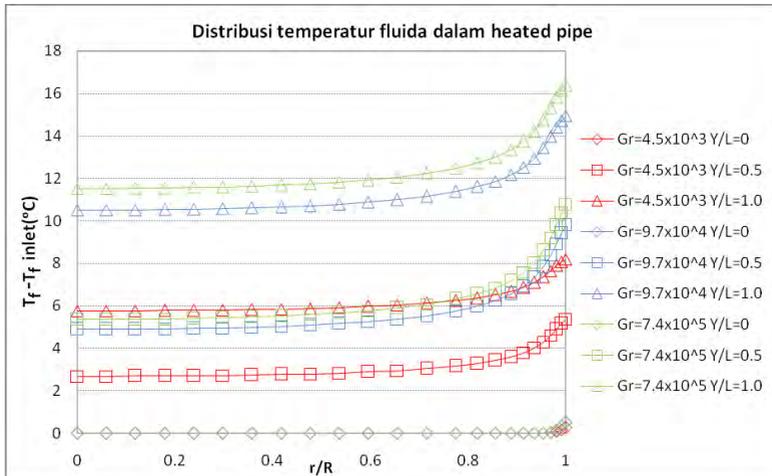
Gambar 4.6 Distribusi Temperatur *Heated Wall* Pada $Re=3000$

Gambar 4.6 menunjukkan distribusi temperatur fluida dalam *heated pipe* pada *Reynolds number* konstan 3000 dengan $Gr=4.5 \times 10^3$, $Gr=9.7 \times 10^4$, dan $Gr=7.4 \times 10^5$. Dari ketiga *Grashof number* yang berbeda, memiliki pola kenaikan temperatur yang sama. Untuk $Gr=4.5 \times 10^3$, pada daerah awal pemanasan menunjukkan *trend line* temperatur yang naik ketika semakin mendekati daerah *heated wall*, pada daerah tengah pemanasan menunjukkan *trend line* temperatur yang meningkat cukup tajam ketika mendekati daerah *heated wall*, begitu pula dengan daerah akhir pemanasan menunjukkan *trend line* temperatur yang meningkat cukup tajam ketika mendekati daerah *heated wall*. Hal ini menunjukkan bahwa temperatur *heated wall* semakin meningkat seiring dengan bertambahnya panjang *heated wall* tersebut, hal ini terjadi diakibatkan adanya kecepatan pada daerah *inlet*, sehingga temperatur *heated wall* akan semakin tinggi dengan bertambahnya jarak *heated wall* tersebut.

Untuk $Gr=9.7 \times 10^4$ dan $Gr=7.4 \times 10^5$ memiliki *trend line* grafik yang sama seperti pada $Gr=4.5 \times 10^3$. Pada $Gr=4.5 \times 10^3$ memiliki kenaikan temperatur sebesar $\Delta T=13.20^\circ\text{C}$, pada $Gr=9.7 \times 10^4$ memiliki kenaikan temperatur sebesar $\Delta T=23.92^\circ\text{C}$ dan pada $Gr=7.4 \times 10^5$ memiliki kenaikan temperatur sebesar $\Delta T=26.56^\circ\text{C}$. Sehingga dapat disimpulkan bahwa semakin besar nilai dari *Grashof number* akan menghasilkan kenaikan temperatur yang semakin tinggi.

4.5.2 Distribusi Temperatur Fluida Dalam Heated Pipe Pada $Re=5000$

Data distribusi temperatur fluida dalam *heated pipe* diambil pada tiga penampang, yaitu pada daerah awal ($Y/L=0$), daerah tengah ($Y/L=0.5$), dan daerah akhir ($Y/L=1.0$) dengan hasil seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.7.



Gambar 4.7 Distribusi Temperatur Fluida Dalam *Heated Pipe* Pada $Re=5000$

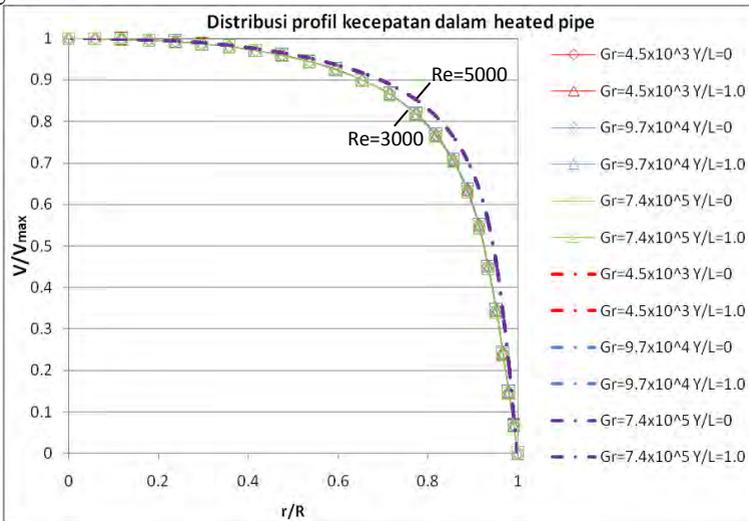
Gambar 4.7 menunjukkan distribusi temperatur fluida dalam *heated pipe* pada *Reynolds number* konstan 5000 dengan $Gr=4.5 \times 10^3$, $Gr=9.7 \times 10^4$, dan $Gr=7.4 \times 10^5$. Dari ketiga *Grashof number* yang berbeda, memiliki pola kenaikan temperatur yang sama. Untuk $Gr=4.5 \times 10^3$, pada daerah awal pemanasan menunjukkan *trend line* temperatur yang naik ketika semakin mendekati daerah *heated wall*, pada daerah tengah pemanasan menunjukkan *trend line* temperatur yang meningkat cukup tajam ketika mendekati daerah *heated wall*, begitu pula dengan daerah akhir pemanasan menunjukkan *trend line* temperatur yang meningkat cukup tajam ketika mendekati daerah *heated wall*. Hal ini menunjukkan bahwa temperatur *heated wall* semakin meningkat seiring dengan bertambahnya panjang *heated wall* tersebut, hal ini terjadi diakibatkan adanya kecepatan pada daerah *inlet*, sehingga temperatur *heated wall* akan semakin tinggi dengan bertambahnya jarak *heated wall* tersebut.

Untuk $Gr=9.7 \times 10^4$ dan $Gr=7.4 \times 10^5$ memiliki *trend line* grafik yang sama seperti pada $Gr=4.5 \times 10^3$. Pada $Gr=4.5 \times 10^3$ memiliki kenaikan temperatur sebesar $\Delta T=8.19^\circ\text{C}$, pada

$Gr=9.7 \times 10^4$ memiliki kenaikan temperatur sebesar $\Delta T=14.94^\circ\text{C}$ dan pada $Gr=7.4 \times 10^5$ memiliki kenaikan temperatur sebesar $\Delta T=16.41^\circ\text{C}$. Sehingga dapat disimpulkan bahwa semakin besar nilai dari *Grashof number* akan menghasilkan kenaikan temperatur yang semakin tinggi. Jika dibandingkan dengan $Re=3000$, $Re=5000$ memiliki kenaikan temperatur yang cenderung lebih kecil, hal ini dikarenakan pada $Re=5000$ memiliki *mass flow rate* yang lebih besar dibandingkan pada $Re=3000$.

4.5.3 Distribusi Profil Kecepatan Dalam *Heated Pipe* Pada $Re=3000$ dan $Re=5000$

Data distribusi kecepatan dalam *heated pipe* diambil pada tiga penampang, yaitu pada daerah awal ($Y/L=0$) dan daerah akhir ($Y/L=1.0$) dengan hasil seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.8.



Gambar 4.8 Distribusi Profil Kecepatan *Heated Wall* Pada $Re=3000$ dan $Re=5000$

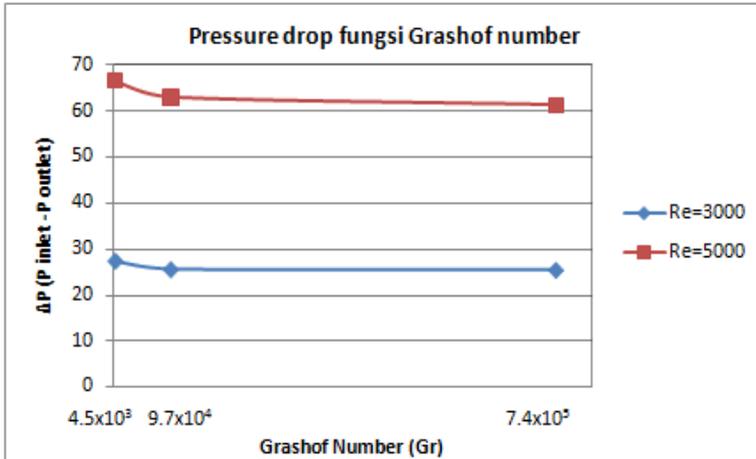
Gambar 4.8 menunjukkan distribusi profil kecepatan dalam *heated pipe* pada *Reynolds number* konstan 3000 dengan

$Gr=4.5 \times 10^3$, $Gr=9.7 \times 10^4$, dan $Gr=7.4 \times 10^5$. Dari ketiga *Grashof number* yang berbeda, memiliki pola penurunan kecepatan yang sama. Pada daerah awal pemanasan menunjukkan *trend line* kecepatan yang menurun ketika semakin mendekati daerah *heated wall*. Hal tersebut sudah sesuai dengan teori profil kecepatan, bahwa kecepatan akan semakin menurun ketika mendekati daerah dinding. Pada daerah tengah pemanasan dan daerah akhir pemanasan memiliki *trend line* penurunan nilai kecepatan yang sama. Untuk *Grashof number* yang sama, tidak tampak perubahan profil kecepatan ketika fluida menerima pemanasan, dengan demikian perubahan *thermal boundary layer* tidak mempengaruhi profil kecepatan.

Dengan adanya peningkatan *Grashof number*, maka *bouyancy force* akan semakin besar, tetapi terlihat pada gambar 4.8 bahwa dengan semakin bertambahnya *Grashof number* tidak terjadi perubahan profil kecepatan sepanjang aliran, hal ini menunjukkan bahwa pada simulasi ini *bouyancy force* tidak banyak berpengaruh sehingga dengan bertambahnya *Grashof number* profil kecepatan sepanjang aliran sama. Dengan profil kecepatan yang sama maka tingkat turbulensi pada ketiga *Grashof number* tersebut sama sehingga mengakibatkan kecepatan di dekat dinding tidak berubah. Pada $Re=5000$ terlihat bahwa terjadi perubahan kecepatan, hal ini dikarenakan semakin besar *Reynolds number* menunjukkan profil kecepatan di dekat dinding lebih turbulen.

4.5.4 Pressure Drop Sepanjang Pipa Pada $Re=3000$ dan $Re=5000$

Pada penelitian ini terjadi *pressure drop* yang cukup besar dikarenakan oleh pipa pada penelitian ini sangat panjang. Untuk pengambilan data *pressure drop*, *pressure drop* berdasarkan selisih antara tekanan pada sisi *inlet* dan tekanan pada sisi *outlet*. Pada distribusi *pressure drop* ini, dibandingkan antara distribusi tekanan pada $Re=3000$ dan $Re=5000$ seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.9.



Gambar 4.9 Pressure drop sepanjang pipa

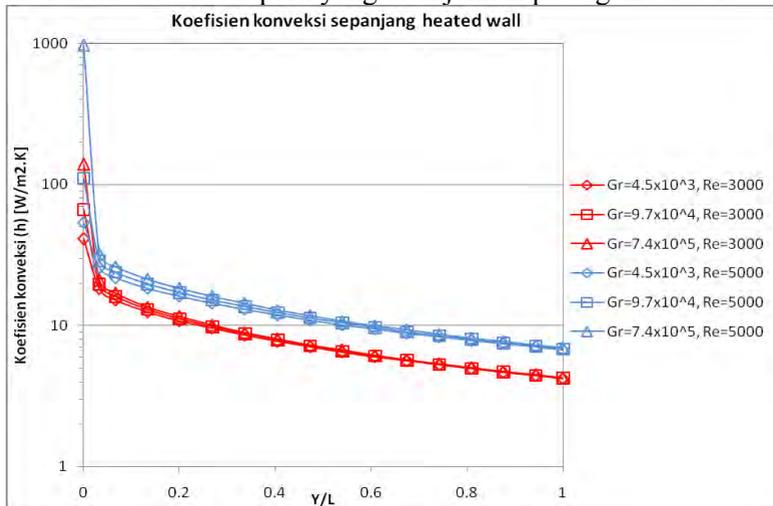
Gambar 4.9 menunjukkan *pressure drop* yang terjadi sepanjang pipa. Pada $Re=3000$ terlihat bahwa *trend line* grafik menunjukkan penurunan *pressure drop* ketika *Grashof number* mengalami peningkatan. Untuk $Gr=4.5 \times 10^3$ memiliki *pressure drop* tertinggi yaitu sebesar $\Delta P=27.21$ Pa, $Gr=9.7 \times 10^4$ memiliki *pressure drop* sebesar $\Delta P=25.46$ Pa dan $Gr=7.4 \times 10^5$ memiliki *pressure drop* terendah yaitu sebesar $\Delta P=25.32$ Pa. Pada $Re=5000$ menunjukkan *trend line* grafik yang sama yaitu terjadi penurunan *pressure drop* ketika *Grashof number* mengalami peningkatan. Pada $Gr=4.5 \times 10^3$ memiliki *pressure drop* tertinggi yaitu sebesar $\Delta P=66.40$ Pa, $Gr=9.7 \times 10^4$ memiliki *pressure drop* sebesar $\Delta P=62.91$ Pa dan $Gr=7.4 \times 10^5$ memiliki *pressure drop* terendah yaitu sebesar $\Delta P=61.21$ Pa.

Dengan bertambahnya *Grashof number* mengakibatkan *pressure drop* (ΔP) menurun, hal tersebut dikarenakan semakin besar *Grashof number* dimana dalam kasus ini *bouyancy force* searah dengan arah aliran, mengakibatkan energi yang ditambahkan ke dalam aliran fluida semakin besar, sehingga kerugian yang diakibatkan *pressure drop* menjadi berkurang. Sesuai dengan persamaan energi (2.17), bahwa nilai *Grashof*

number berbanding lurus dengan densitas fluida dan energi (Q). Dalam persamaan energi, *pressure drop* berbanding terbalik dengan densitas fluida, dari hubungan tersebut dapat disimpulkan bahwa peningkatan Grashof number akan menyebabkan penurunan dari *pressure drop*. Pada $Re=5000$ memiliki *pressure drop* yang lebih besar daripada $Re=3000$, dimana besarnya *pressure drop* dipengaruhi oleh kekasaran permukaan (f) dan kecepatan (v). Untuk kekasaran permukaan (f) tidak memiliki pengaruh yang sangat besar ketika Re bertambah, tetapi kecepatan sangat berpengaruh. Sehingga dapat disimpulkan semakin besar *Reynolds number* maka akan menghasilkan *pressure drop* yang semakin besar.

4.5.5 Distribusi Koefisien Konveksi Sepanjang *Heated Wall* Pada $Re=3000$ dan $Re=5000$

Data distribusi koefisien konveksi diplot sepanjang daerah *heated wall* seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.10.



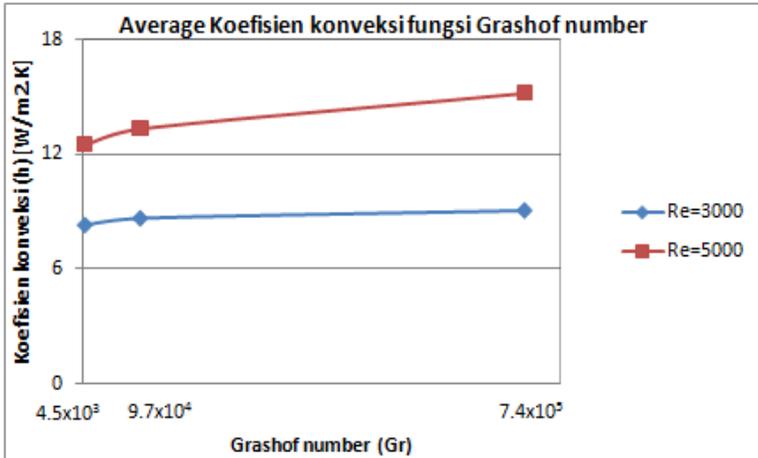
Gambar 4.10 Distribusi Koefisien Konveksi Sepanjang *Heated Wall*

Gambar 4.10 menunjukkan distribusi koefisien konveksi sepanjang *heated wall* dengan $Gr=4.5 \times 10^3$, $Gr=9.7 \times 10^4$ dan $Gr=7.4 \times 10^5$ pada $Re=300$ dan $Re=5000$, pada ketiga nilai *Grashof* tersebut memiliki *trend line* grafik yang sama yaitu terjadi penurunan nilai koefisien konveksi (h) seiring dengan bertambahnya jarak *heated wall*. Pada awal pemanasan, terlihat bahwa nilai h sangat tinggi, hal ini terjadi karena pada awal pemanasan temperatur dindingnya kecil, dimana h berbanding terbalik dengan temperatur, sehingga h pada daerah awal pemanasan sangat besar.

Penurunan nilai koefisien konveksi diakibatkan oleh semakin bertambahnya jarak *heated wall* menyebabkan kenaikan temperatur (ΔT) akan mengalami peningkatan sehingga nilai dari koefisien konveksi (h) akan mengalami penurunan. Hal tersebut sesuai dengan persamaan $q''=h \cdot \Delta T$, sehingga dapat disimpulkan bahwa semakin bertambahnya jarak *heated wall* akan mengakibatkan penurunan nilai koefisien konveksi. Untuk nilai *Grashof number* yang semakin besar, akan mengakibatkan nilai koefisien konveksi semakin besar tetapi tidak terlalu signifikan, hal ini dikarenakan dengan bertambahnya nilai dari *Grashof number*, maka nilai dari (q'') akan semakin besar. Perubahan nilai h yang signifikan terlihat ketika Re nya semakin besar, hal ini diakibatkan dengan semakin besarnya Re maka kecepatannya akan semakin besar sehingga mengakibatkan temperatur dinding menjadi lebih kecil dan menyebabkan h semakin tinggi.

4.5.6 Average Koefisien Konveksi Terhadap *Grashof Number*

Pada pengambilan data distribusi koefisien konveksi (h), koefisien konveksi dihitung rata-rata sepanjang *heated wall* terhadap fungsi *Grashof number* dengan $Re=3000$ dan $Re=5000$ seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.11.



Gambar 4.11 *Average koefisien konveksi fungsi Grashof number*

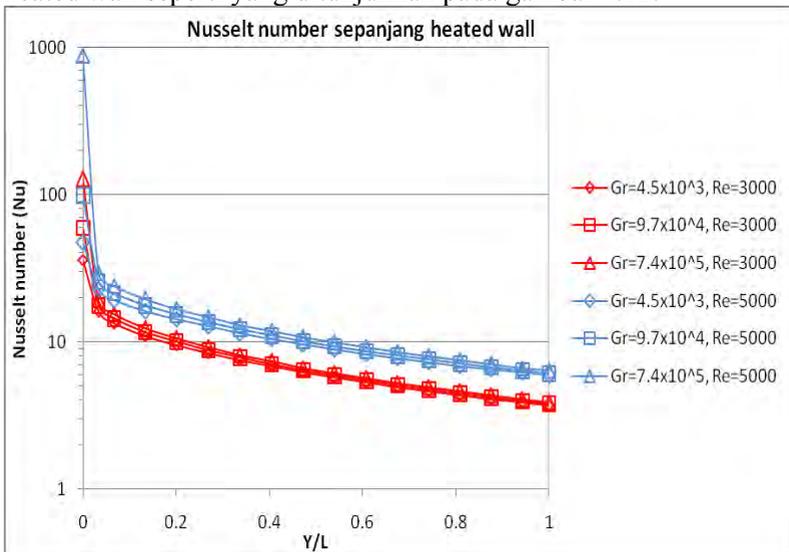
Gambar 4.11 menunjukkan *average koefisien konveksi (h) fungsi Grashof number*. Pada $Re=3000$ terlihat bahwa *trend line* grafik koefisien konveksi mengalami peningkatan seiring dengan semakin besarnya nilai *Grashof number*. Untuk $Gr=4.5 \times 10^3$ memiliki koefisien konveksi terkecil yaitu $h=8.29$ $W/m^2.K$, $Gr=9.7 \times 10^4$ memiliki koefisien konveksi $h=8.63$ $W/m^2.K$ dan $Gr=7.4 \times 10^5$ memiliki nilai koefisien konveksi terbesar yaitu $h=9.02$ $W/m^2.K$. Pada $Re=5000$ menunjukkan *trend line* grafik yang sama yaitu *trend line* grafik koefisien konveksi mengalami peningkatan seiring dengan semakin besarnya nilai *Grashof number*. Untuk $Gr=4.5 \times 10^3$ memiliki koefisien konveksi terkecil yaitu $h=12.50$ $W/m^2.K$, $Gr=9.7 \times 10^4$ memiliki koefisien konveksi $h=13.35$ $W/m^2.K$ dan $Gr=7.4 \times 10^5$ memiliki nilai koefisien konveksi terbesar yaitu $h=15.20$ $W/m^2.K$.

Sehingga dapat disimpulkan bahwa semakin besar *Grashof number* maka nilai koefisien konveksi (h) akan semakin besar, hal ini disebabkan oleh nilai dari *heat flux (q'')* akan semakin besar ketika *Grashof number* mengalami peningkatan dan menyebabkan nilai koefisien konveksi (h) semakin tinggi.

Pada $Re=5000$ memiliki nilai koefisien konveksi yang semakin besar, hal ini karena dengan semakin besarnya *Reynolds number* maka mass flow rate akan semakin besar sehingga ΔT akan menurun dan menyebabkan koefisien konveksi menjadi lebih besar.

4.5.7 Distribusi *Nusselt Number* Sepanjang *Heated Wall* Pada $Re=3000$ dan $Re=5000$

Data distribusi *Nusselt number* diplot sepanjang daerah *heated wall* seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.12.



Gambar 4.12 Distribusi *Nusselt number* Sepanjang *Heated Wall*

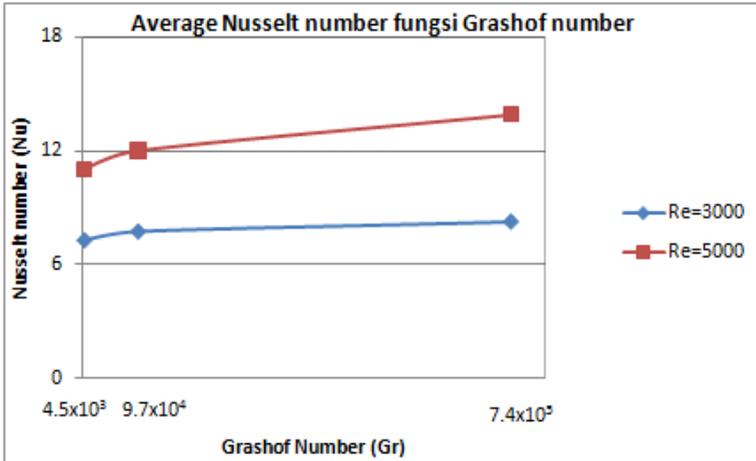
Gambar 4.12 menunjukkan distribusi *Nusselt number* sepanjang *heated wall* dengan $Gr=4.5 \times 10^3$, $Gr=9.7 \times 10^4$ dan $Gr=7.4 \times 10^5$ pada $Re=3000$ dan $Re=5000$, pada ketiga nilai *Grashof* tersebut memiliki *trend line* grafik yang sama yaitu terjadi penurunan nilai *Nusselt number* (Nu) seiring dengan bertambahnya jarak *heated wall*. Pada awal pemanasan, terlihat bahwa nilai Nu sangat tinggi, hal ini terjadi karena pada awal

pemanasan temperatur dindingnya kecil sehingga menyebabkan h semakin besar, Nu berbanding lurus dengan h sehingga Nu menjadi semakin besar.

Penurunan nilai *Nusselt number* diakibatkan oleh semakin bertambahnya jarak *heated wall*, kenaikan temperatur ΔT akan mengalami peningkatan sehingga nilai dari koefisien konveksi (h) akan mengalami penurunan. Hal tersebut sesuai dengan persamaan $q''=h\cdot\Delta T$, sedangkan nilai dari *Nusselt number* berbanding lurus dengan koefisien konveksi (h), sehingga dapat disimpulkan bahwa semakin bertambahnya jarak *heated wall* akan mengakibatkan penurunan nilai *Nusselt number*. Untuk nilai *Grashof number* yang semakin besar, akan mengakibatkan nilai *Nusselt number* semakin besar tetapi tidak terlalu signifikan, hal ini dikarenakan dengan bertambahnya nilai dari *Grashof number*, maka nilai dari (q'') akan semakin besar. Perubahan nilai Nu yang signifikan terlihat ketika Re nya semakin besar, hal ini diakibatkan dengan semakin besarnya Re maka kecepatannya akan semakin besar sehingga mengakibatkan temperatur dinding menjadi lebih kecil dan menyebabkan h semakin tinggi dan Nu semakin tinggi.

4.5.8 Average Nusselt Number Terhadap Grashof Number

Pada pengambilan data distribusi *Nusselt number* (Nu), *Nusselt number* dihitung rata-rata sepanjang *heated wall* terhadap fungsi *Grashof number* dengan $Re=3000$ dan $Re=5000$ seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.13.



Gambar 4.13 Average Nusselt number terhadap Grashof number

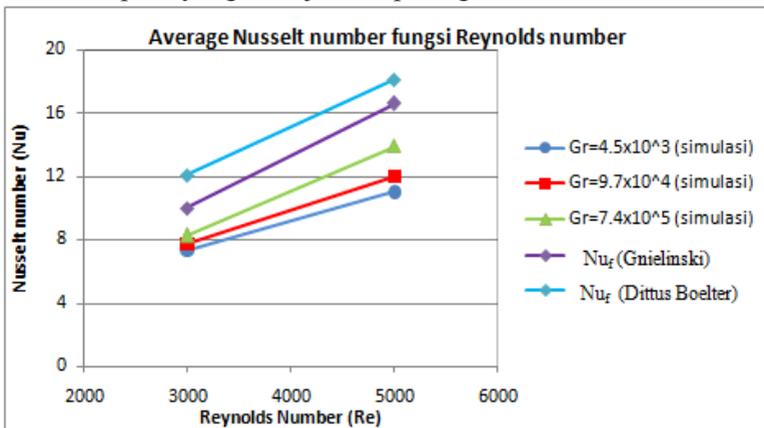
Gambar 4.13 menunjukkan distribusi *Nusselt number* (Nu) terhadap *Grashof number*. Pada $Re=3000$ terlihat bahwa *trend line* grafik *Nusselt number* mengalami peningkatan seiring dengan semakin besarnya nilai *Grashof number*. Untuk $Gr=4.5 \times 10^3$ memiliki *Nusselt number* terkecil yaitu $Nu=7.30$, $Gr=9.7 \times 10^4$ memiliki *Nusselt number* $Nu=7.75$ dan $Gr=7.4 \times 10^5$ memiliki nilai *Nusselt number* terbesar yaitu $Nu=8.26$. Pada $Re=5000$ menunjukkan *trend line* grafik yang sama yaitu *Nusselt number* mengalami peningkatan seiring dengan semakin besarnya nilai *Grashof number*. Untuk $Gr=4.5 \times 10^3$ memiliki *Nusselt number* terkecil yaitu $Nu=11.02$, $Gr=9.7 \times 10^4$ memiliki *Nusselt number* $Nu=11.99$ dan $Gr=7.4 \times 10^5$ memiliki nilai *Nusselt number* terbesar yaitu $Nu=13.93$.

Sehingga dapat disimpulkan bahwa nilai *Nusselt number* akan meningkat seiring dengan semakin besarnya nilai *Grashof number*, hal ini disebabkan karena koefisien konveksi (h) akan meningkat seiring dengan semakin besarnya nilai *Grashof number*. *Nusselt number* memiliki perbandingan yang lurus

dengan koefisien konveksi, semakin besai koefisien konveksi maka nilai *Nusselt number* semakin besar. Pada $Re=5000$ memiliki nilai *Nusselt number* yang semakin besar, hal ini karena dengan semakin besarnya *Reynolds number* maka *mass flow rate* akan semakin besar sehingga ΔT akan menurun dan menyebabkan koefisien konveksi menjadi lebih besar. *Nusselt number* berbanding lurus dengan koefisien konveksi, sehingga semakin besar *Reynolds number* akan menyebabkan *Nusselt number* semakin besar.

4.5.9 Average Nusselt Number Terhadap Reynolds Number

Pada pengambilan data distribusi *Nusselt number* (Nu), *Nusselt number* dihitung rata-rata sepanjang *heated wall* terhadap fungsi $Re=3000$ dan $Re=5000$ pada tiap masing-masing *Grashof number* seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.14.



Gambar 4.14 Average Nusselt number terhadap Reynolds number

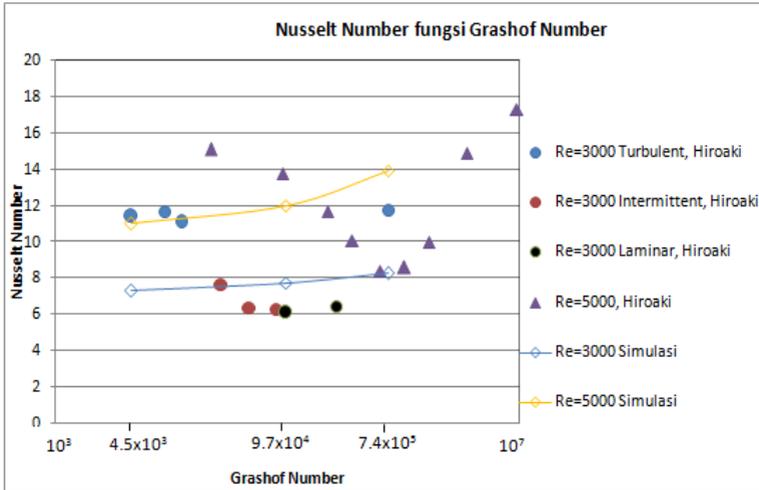
Gambar 4.14 menunjukkan data *Nusselt number* untuk masing-masing *Grashof number* pada $Re=3000$ dan $Re=5000$. Pada $Re=3000$ terlihat bahwa terjadi peningkatan *Nusselt number* yang tidak terlalu signifikan dengan bertambahnya *Grashof number*, hal yang sama terjadi pada $Re=5000$. Untuk $Re=5000$

memiliki nilai *Nusselt number* yang lebih besar jika dibandingkan dengan $Re=3000$, hal ini karena dengan semakin besarnya *Reynolds number* maka *mass flow rate* akan semakin besar sehingga ΔT akan menurun dan menyebabkan koefisien konveksi menjadi lebih besar. *Nusselt number* berbanding lurus dengan koefisien konveksi, sehingga semakin besar *Reynolds number* akan menyebabkan *Nusselt number* semakin besar.

Pada gambar 4.14 terdapat *Nusselt number* untuk *mixed convection* dan *Nusselt number* untuk *forced convection* dari persamaan Nu_f (Gnielinski) serta Nu_f (Dittus Boelter), pada $Re=3000$ dan $Re=5000$ terlihat bahwa nilai kedua *Nusselt number* untuk *forced convection* memiliki nilai yang lebih besar daripada *Nusselt number* pada ketiga *Grashof* di atas. Sehingga dapat disimpulkan bahwa untuk ketiga *Grashof* tersebut yakni $Gr=4.5 \times 10^3$, $Gr=9.7 \times 10^4$ dan $Gr=7.4 \times 10^5$ masih masuk dalam daerah *mixed convection* dan persamaan empiris dari Gnielinski serta Dittus Boelter untuk Nu *forced convection* tidak merepresentasikan Nu rata-rata pada kasus ini.

4.5.10 Perbandingan *Nusselt Number* Hasil Simulasi Dengan Eksperimen

Perbandingan data *Nusselt number* hasil simulasi dengan data eksperimen yang telah dilakukan oleh Hiroaki Tanaka et al (1986) dapat dilihat pada gambar 4.15.



Gambar 4.15 Perbandingan *Nusselt number* hasil simulasi dengan eksperimen

Gambar 4.15 menunjukkan perbandingan nilai *Nusselt number* hasil simulasi dengan hasil eksperimen. Pada $Re=3000$ untuk $Gr=4.5 \times 10^3$ memiliki nilai $Nu=7.30$ sedangkan pada eksperimen memiliki nilai $Nu=11.4$, untuk $Gr=9.7 \times 10^4$ memiliki nilai $Nu=7.75$ sedangkan pada eksperimen memiliki nilai $Nu=6.1$, untuk $Gr=7.4 \times 10^5$ memiliki nilai $Nu=8.26$ sedangkan pada eksperimen memiliki nilai $Nu=11.8$. Secara keseluruhan nilai Nu yang didapatkan pada hasil simulasi sudah mendekati data hasil eksperimen. Untuk hasil simulasi pada $Re=3000$ hasil Nu yang didapatkan berada di antara Nu laminar dan Nu turbulent hasil eksperimen Hiroaki, sedangkan pada $Re=5000$ hasil Nu yang didapatkan mendekati hasil Nu eksperimen Hiroaki.

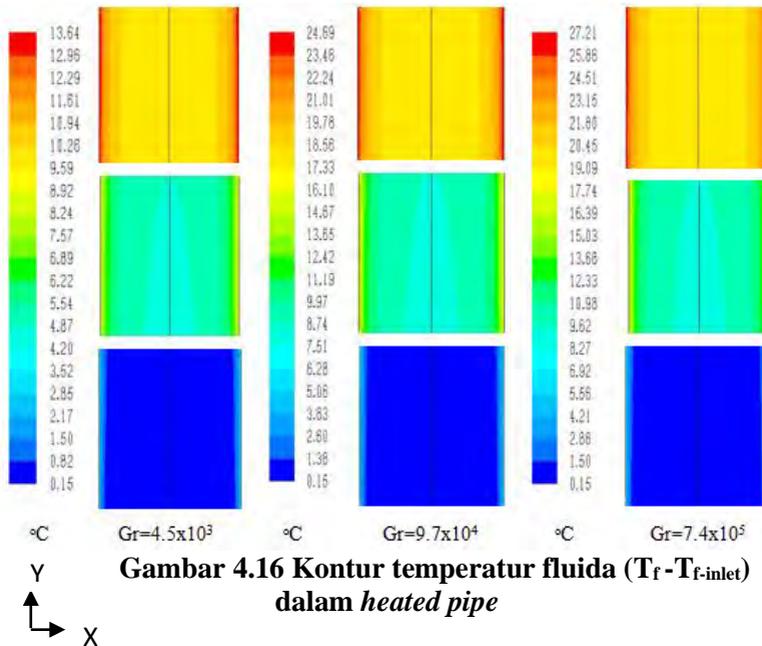
Jika dibandingkan dengan Nu *forced convection* dari persamaan Gnielinski dan Dittus Boelter yaitu pada $Re=3000$, Nu_f (Gnielinski)=9.99 dan Nu_f (Dittus Boelter)=12.06 sedangkan pada $Re=5000$, Nu_f (Gnielinski)=16.62 dan Nu_f (Dittus Boelter)=18.15,

Nusselt number yang dihasilkan dari simulasi memiliki nilai yang lebih rendah, sehingga untuk *Nusselt number* yang dihasilkan dari simulasi dikelompokkan dalam mixed convection.

4.6 Analisa Data Kualitatif

4.6.1 Kontur Temperatur Fluida Dalam *Heated Pipe* $Re=3000$

Pada pengambilan kontur temperatur, kontur temperatur ditunjukkan pada daerah awal pemanasan, tengah pemanasan dan akhir pemanasan yang ditunjukkan pada gambar 4.16.



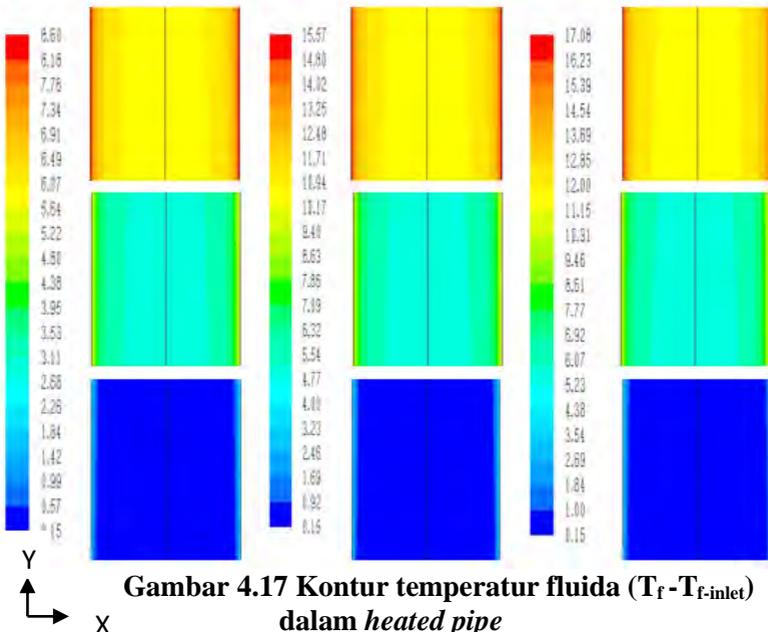
Gambar 4.16 menunjukkan kontur temperatur fluida dalam *heated pipe* pada daerah awal ($Y/L=0$), tengah ($Y/L=0.5$) dan akhir pemanasan ($Y/L=1.0$) untuk $Gr=4.5 \times 10^3$, $Gr=9.7 \times 10^4$, dan $Gr=7.4 \times 10^5$. Pada daerah awal pemanasan menunjukkan temperatur yang naik ketika semakin mendekati daerah *heated*

wall, pada daerah tengah pemanasan menunjukkan temperatur yang meningkat cukup tajam ketika mendekati daerah *heated wall*, begitu pula dengan daerah akhir pemanasan menunjukkan *trend line* temperatur yang meningkat cukup tajam ketika mendekati daerah *heated wall*. Hal ini menunjukkan bahwa temperatur *heated wall* semakin meningkat seiring dengan bertambahnya panjang *heated wall* tersebut, hal ini terjadi diakibatkan adanya kecepatan pada daerah inlet, sehingga temperatur *heated wall* akan semakin tinggi dengan bertambahnya jarak *heated wall* tersebut.

Dari ketiga *Grashof number* tersebut memiliki kontur temperatur yang sama. Pada $Gr=4.5 \times 10^3$ memiliki kenaikan temperatur sebesar $\Delta T=13.20^\circ\text{C}$, pada $Gr=9.7 \times 10^4$ memiliki kenaikan temperatur sebesar $\Delta T=23.92^\circ\text{C}$ dan pada $Gr=7.4 \times 10^5$ memiliki kenaikan temperatur sebesar $\Delta T=26.56^\circ\text{C}$.

4.6.2 Kontur Temperatur Fluida Dalam *Heated Pipe* $Re=5000$

Pada pengambilan kontur temperatur, kontur temperatur ditunjukkan pada daerah awal pemanasan, tengah pemanasan dan akhir pemanasan yang ditunjukkan pada gambar 4.17.



Gambar 4.17 Kontur temperatur fluida ($T_f - T_{f-inlet}$) dalam *heated pipe*

Gambar 4.17 menunjukkan kontur temperatur fluida dalam *heated pipe* pada daerah awal ($Y/L=0$), tengah ($Y/L=0.5$) dan akhir pemanasan ($Y/L=1.0$) untuk $Gr=4.5 \times 10^3$, $Gr=9.7 \times 10^4$, dan $Gr=7.4 \times 10^5$. Pada daerah awal pemanasan menunjukkan temperatur yang naik ketika semakin mendekati daerah *heated wall*, pada daerah tengah pemanasan menunjukkan temperatur yang meningkat cukup tajam ketika mendekati daerah *heated wall*, begitu pula dengan daerah akhir pemanasan menunjukkan *trend line* temperatur yang meningkat cukup tajam ketika mendekati daerah *heated wall*. Hal ini menunjukkan bahwa temperatur *heated wall* semakin meningkat seiring dengan bertambahnya panjang *heated wall* tersebut, hal ini terjadi diakibatkan adanya kecepatan pada daerah inlet, sehingga temperatur *heated wall* akan semakin tinggi dengan bertambahnya jarak *heated wall* tersebut.

Dari ketiga *Grashof number* tersebut memiliki kontur temperatur yang sama. Pada $Gr=4.5 \times 10^3$ memiliki kenaikan

temperatur sebesar $\Delta T=8.19^{\circ}\text{C}$, pada $\text{Gr}=9.7 \times 10^4$ memiliki kenaikan temperatur sebesar $\Delta T=14.94^{\circ}\text{C}$ dan pada $\text{Gr}=7.4 \times 10^5$ memiliki kenaikan temperatur sebesar $\Delta T=16.41^{\circ}\text{C}$.

Halaman ini sengaja dikosongkan

LAMPIRAN

$$\text{Gr}=4.5 \times 10^3$$

Y/L=0		Y/L=0.5		Y/L=1	
r/R	V/Vmax	r/R	V/Vmax	r/R	V/Vmax
1	0	1	0	1	0
0.991304	0.067678	0.991304	0.067755	0.991304	0.067753
0.98087	0.147743	0.98087	0.147886	0.98087	0.147884
0.968348	0.241086	0.968348	0.241276	0.968348	0.241273
0.953322	0.344987	0.953322	0.345197	0.953322	0.345194
0.935287	0.451251	0.935287	0.451458	0.935287	0.451454
0.913652	0.54973	0.913652	0.549922	0.913652	0.549919
0.887687	0.634803	0.887687	0.634969	0.887687	0.634969
0.85653	0.706448	0.85653	0.706584	0.85653	0.706581
0.81914	0.766845	0.81914	0.766941	0.81914	0.766941
0.774272	0.818153	0.774272	0.818208	0.774272	0.818208
0.714713	0.86621	0.714713	0.866213	0.714713	0.866213
0.655154	0.900403	0.655154	0.900366	0.655154	0.900366

0.595594	0.925728	0.595594	0.925651	0.595594	0.925654
0.536035	0.945035	0.536035	0.944928	0.536035	0.944928
0.476476	0.959969	0.476476	0.959833	0.476476	0.959836
0.416916	0.971571	0.416916	0.971416	0.416916	0.971416
0.357357	0.980545	0.357357	0.980372	0.357357	0.980372
0.297797	0.987394	0.297797	0.987203	0.297797	0.987203
0.238237	0.992479	0.238237	0.992276	0.238237	0.99228
0.178678	0.9961	0.178678	0.995885	0.178678	0.995889
0.119119	0.998472	0.119119	0.998255	0.119119	0.998258
0.059559	0.99979	0.059559	0.999568	0.059559	0.999568
0	1	0	0.999775	0	0.999779

Gr=9.7x10⁴

Y/L=0		Y/L=0.5		Y/L=1	
r/R	V/Vmax	r/R	V/Vmax	r/R	V/Vmax
1	0	1	0	1	0
0.991304	0.067716	0.991304	0.067886	0.991304	0.067881
0.98087	0.147823	0.98087	0.148141	0.98087	0.148133
0.968348	0.24121	0.968348	0.24163	0.968348	0.241623
0.953322	0.345144	0.953322	0.34561	0.953322	0.345603
0.935287	0.451414	0.935287	0.451876	0.935287	0.451872
0.913652	0.549878	0.913652	0.550302	0.913652	0.550298
0.887687	0.634919	0.887687	0.635288	0.887687	0.635284
0.85653	0.706531	0.85653	0.706828	0.85653	0.706828
0.81914	0.766898	0.81914	0.767113	0.81914	0.767113
0.774272	0.818185	0.774272	0.818308	0.774272	0.818308
0.714713	0.86622	0.714713	0.866232	0.714713	0.866232
0.655154	0.900405	0.655154	0.90032	0.655154	0.90032
0.595594	0.925721	0.595594	0.925556	0.595594	0.925556
0.536035	0.945024	0.536035	0.944785	0.536035	0.944789
0.476476	0.95996	0.476476	0.959659	0.476476	0.959663
0.416916	0.971563	0.416916	0.971213	0.416916	0.971217
0.357357	0.98054	0.357357	0.980147	0.357357	0.980151
0.297797	0.987388	0.297797	0.986961	0.297797	0.986965
0.238237	0.992478	0.238237	0.992028	0.238237	0.992032
0.178678	0.996099	0.178678	0.995625	0.178678	0.995629
0.119119	0.998476	0.119119	0.997992	0.119119	0.997995
0.059559	0.999792	0.059559	0.9993	0.059559	0.999304
0	1	0	0.999508	0	0.999511

Gr=7.4x10⁵

Y/L=0		Y/L=0.5		Y/L=1	
r/R	V/Vmax	r/R	V/Vmax	r/R	V/Vmax
1	0	1	0	1	0
0.991304	0.06646	0.991304	0.066644	0.991304	0.06664
0.98087	0.145102	0.98087	0.145446	0.98087	0.145439
0.968348	0.236916	0.968348	0.237374	0.968348	0.237367
0.953322	0.339556	0.953322	0.340064	0.953322	0.340057
0.935287	0.445332	0.935287	0.445833	0.935287	0.445829
0.913652	0.544194	0.913652	0.544659	0.913652	0.544651
0.887687	0.63011	0.887687	0.630512	0.887687	0.630508
0.85653	0.702663	0.85653	0.702989	0.85653	0.702985
0.81914	0.763875	0.81914	0.764106	0.81914	0.764106
0.774272	0.815882	0.774272	0.816013	0.774272	0.816013
0.714713	0.864581	0.714713	0.864593	0.714713	0.864593
0.655154	0.899222	0.655154	0.899131	0.655154	0.899135
0.595594	0.924868	0.595594	0.924685	0.595594	0.924689
0.536035	0.944416	0.536035	0.944154	0.536035	0.944158
0.476476	0.959528	0.476476	0.959202	0.476476	0.959206
0.416916	0.971266	0.416916	0.970884	0.416916	0.970888
0.357357	0.980344	0.357357	0.979915	0.357357	0.979919
0.297797	0.987265	0.297797	0.9868	0.297797	0.986804
0.238237	0.992408	0.238237	0.991915	0.238237	0.991919
0.178678	0.996061	0.178678	0.995548	0.178678	0.995552
0.119119	0.998458	0.119119	0.997933	0.119119	0.997937
0.059559	0.999785	0.059559	0.999249	0.059559	0.999253
0	1	0	0.999459	0	0.999467

Temperatur

1	0	1	0	1	0
0.991304	0.095286	0.991304	0.095311	0.991304	0.09531
0.98087	0.206638	0.98087	0.206682	0.98087	0.206681
0.968348	0.329397	0.968348	0.329451	0.968348	0.329451
0.953322	0.449965	0.953322	0.45002	0.953322	0.45002
0.935287	0.554505	0.935287	0.554558	0.935287	0.554558
0.913652	0.639204	0.913652	0.639252	0.913652	0.639252
0.887687	0.707621	0.887687	0.707663	0.887687	0.707663
0.85653	0.763986	0.85653	0.764019	0.85653	0.764019
0.81914	0.811369	0.81914	0.811389	0.81914	0.811389
0.774272	0.851822	0.774272	0.851836	0.774272	0.851836
0.714713	0.890025	0.714713	0.890025	0.714713	0.890025
0.655154	0.917484	0.655154	0.917475	0.655154	0.917475
0.595594	0.938027	0.595594	0.938008	0.595594	0.938008
0.536035	0.953839	0.536035	0.953812	0.536035	0.953812
0.476476	0.966183	0.476476	0.966148	0.476476	0.966148
0.416916	0.975856	0.416916	0.975817	0.416916	0.975817
0.357357	0.983397	0.357357	0.983351	0.357357	0.983354
0.297797	0.989181	0.297797	0.989133	0.297797	0.989135
0.238237	0.993486	0.238237	0.993436	0.238237	0.993436
0.178678	0.996554	0.178678	0.996501	0.178678	0.996501
0.119119	0.998607	0.119119	0.998552	0.119119	0.998552
0.059559	0.999801	0.059559	0.999746	0.059559	0.999746
0	1	0	0.999942	0	0.999942

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Pada penelitian ini telah dilakukan simulasi numerik terhadap perpindahan panas konveksi campuran dalam *heated pipe* dengan variasi *Reynolds number* dan *Grashof number* pada *heat flux* konstan, sehingga dapat diambil kesimpulan:

1. Semakin besarnya nilai *Grashof number* yaitu $Gr=4.5 \times 10^3$, $Gr=9.7 \times 10^4$ dan $Gr=7.4 \times 10^5$ menghasilkan kenaikan temperatur (ΔT), namun tidak terjadi perubahan kecepatan (v), penurunan *pressure drop* (ΔP), peningkatan koefisien konveksi (h) dan peningkatan *Nusselt number* (Nu).
2. Pada *Grashof number* yang sama dengan nilai *Reynolds number* yang berbeda yaitu $Re=3000$ dan $Re=5000$. Jika dibandingkan dengan $Re=3000$, $Re=5000$ menghasilkan penurunan (ΔT), peningkatan kecepatan (v), peningkatan *pressure drop* (ΔP), peningkatan *Nusselt number* (Nu) dan peningkatan koefisien konveksi (h).
3. Perbandingan hasil simulasi dengan hasil eksperimen pada temperatur dinding menunjukkan *error* dibawah 5%, sehingga dapat dikatakan bahwa simulasi dengan menggunakan *software Fluent* untuk kasus konveksi campuran pada *vertical pipe* dikategorikan cukup akurat.
4. Untuk kasus perpindahan panas terdapat perbedaan dengan kasus pada mekanika fluida, dimana pada $Re > 2300$ untuk kasus konveksi campuran pola aliran yang terjadi tidak selalu *turbulent*, tetapi dapat berubah menjadi aliran *laminar* menurut hasil eksperimen. Hasil simulasi menunjukkan bahwa nilai Nu yang diperoleh berada di antara nilai Nu *laminar* dan Nu *turbulent*.
5. Terdapat kelemahan pada simulasi numerik ini yaitu pada $Gr=9.7 \times 10^4$ dimana merupakan aliran *laminar*, tidak dapat mengikuti secara baik perubahan pola nilai Nu dari

turbulent menjadi *laminar* pada $Re=3000$, ditunjukkan pada perbandingan temperatur dinding data simulasi dengan eksperimen memiliki *error* sebesar 8.06%.

5.2 **Saran**

Pada simulasi yang telah dilakukan terdapat kelemahan yaitu simulasi numerik tidak dapat mengikuti secara baik perubahan pola Nu dari *turbulent* menjadi *laminar*, sehingga perlu di uji coba menggunakan model *laminar* atau model *turbulensi* yang lain untuk mendapatkan hasil simulasi yang lebih akurat.

LAMPIRAN

$$\text{Gr}=4.5\text{X}10^3$$

Y/L=0		Y/L=0.5		Y/L=1	
r/R	V/Vmax	r/R	V/Vmax	r/R	V/Vmax
1	0	1	0	1	0
0.991304	0.067678	0.991304	0.067755	0.991304	0.067753
0.98087	0.147743	0.98087	0.147886	0.98087	0.147884
0.968348	0.241086	0.968348	0.241276	0.968348	0.241273
0.953322	0.344987	0.953322	0.345197	0.953322	0.345194
0.935287	0.451251	0.935287	0.451458	0.935287	0.451454
0.913652	0.54973	0.913652	0.549922	0.913652	0.549919
0.887687	0.634803	0.887687	0.634969	0.887687	0.634969
0.85653	0.706448	0.85653	0.706584	0.85653	0.706581
0.81914	0.766845	0.81914	0.766941	0.81914	0.766941
0.774272	0.818153	0.774272	0.818208	0.774272	0.818208
0.714713	0.86621	0.714713	0.866213	0.714713	0.866213
0.655154	0.900403	0.655154	0.900366	0.655154	0.900366

0.595594	0.925728	0.595594	0.925651	0.595594	0.925654
0.536035	0.945035	0.536035	0.944928	0.536035	0.944928
0.476476	0.959969	0.476476	0.959833	0.476476	0.959836
0.416916	0.971571	0.416916	0.971416	0.416916	0.971416
0.357357	0.980545	0.357357	0.980372	0.357357	0.980372
0.297797	0.987394	0.297797	0.987203	0.297797	0.987203
0.238237	0.992479	0.238237	0.992276	0.238237	0.99228
0.178678	0.9961	0.178678	0.995885	0.178678	0.995889
0.119119	0.998472	0.119119	0.998255	0.119119	0.998258
0.059559	0.99979	0.059559	0.999568	0.059559	0.999568
0	1	0	0.999775	0	0.999779

Gr=9.7x10⁴

Y/L=0		Y/L=0.5		Y/L=1	
r/R	V/Vmax	r/R	V/Vmax	r/R	V/Vmax
1	0	1	0	1	0
0.991304	0.067716	0.991304	0.067886	0.991304	0.067881
0.98087	0.147823	0.98087	0.148141	0.98087	0.148133
0.968348	0.24121	0.968348	0.24163	0.968348	0.241623
0.953322	0.345144	0.953322	0.34561	0.953322	0.345603
0.935287	0.451414	0.935287	0.451876	0.935287	0.451872
0.913652	0.549878	0.913652	0.550302	0.913652	0.550298
0.887687	0.634919	0.887687	0.635288	0.887687	0.635284
0.85653	0.706531	0.85653	0.706828	0.85653	0.706828
0.81914	0.766898	0.81914	0.767113	0.81914	0.767113
0.774272	0.818185	0.774272	0.818308	0.774272	0.818308
0.714713	0.86622	0.714713	0.866232	0.714713	0.866232
0.655154	0.900405	0.655154	0.90032	0.655154	0.90032
0.595594	0.925721	0.595594	0.925556	0.595594	0.925556
0.536035	0.945024	0.536035	0.944785	0.536035	0.944789
0.476476	0.95996	0.476476	0.959659	0.476476	0.959663
0.416916	0.971563	0.416916	0.971213	0.416916	0.971217
0.357357	0.98054	0.357357	0.980147	0.357357	0.980151
0.297797	0.987388	0.297797	0.986961	0.297797	0.986965
0.238237	0.992478	0.238237	0.992028	0.238237	0.992032
0.178678	0.996099	0.178678	0.995625	0.178678	0.995629
0.119119	0.998476	0.119119	0.997992	0.119119	0.997995
0.059559	0.999792	0.059559	0.9993	0.059559	0.999304
0	1	0	0.999508	0	0.999511

Gr=7.4x10⁵

Y/L=0		Y/L=0.5		Y/L=1	
r/R	V/Vmax	r/R	V/Vmax	r/R	V/Vmax
1	0	1	0	1	0
0.991304	0.06646	0.991304	0.066644	0.991304	0.06664
0.98087	0.145102	0.98087	0.145446	0.98087	0.145439
0.968348	0.236916	0.968348	0.237374	0.968348	0.237367
0.953322	0.339556	0.953322	0.340064	0.953322	0.340057
0.935287	0.445332	0.935287	0.445833	0.935287	0.445829
0.913652	0.544194	0.913652	0.544659	0.913652	0.544651
0.887687	0.63011	0.887687	0.630512	0.887687	0.630508
0.85653	0.702663	0.85653	0.702989	0.85653	0.702985
0.81914	0.763875	0.81914	0.764106	0.81914	0.764106
0.774272	0.815882	0.774272	0.816013	0.774272	0.816013
0.714713	0.864581	0.714713	0.864593	0.714713	0.864593
0.655154	0.899222	0.655154	0.899131	0.655154	0.899135
0.595594	0.924868	0.595594	0.924685	0.595594	0.924689
0.536035	0.944416	0.536035	0.944154	0.536035	0.944158
0.476476	0.959528	0.476476	0.959202	0.476476	0.959206
0.416916	0.971266	0.416916	0.970884	0.416916	0.970888
0.357357	0.980344	0.357357	0.979915	0.357357	0.979919
0.297797	0.987265	0.297797	0.9868	0.297797	0.986804
0.238237	0.992408	0.238237	0.991915	0.238237	0.991919
0.178678	0.996061	0.178678	0.995548	0.178678	0.995552
0.119119	0.998458	0.119119	0.997933	0.119119	0.997937
0.059559	0.999785	0.059559	0.999249	0.059559	0.999253
0	1	0	0.999459	0	0.999467

Temperatur

1	0	1	0	1	0
0.991304	0.095286	0.991304	0.095311	0.991304	0.09531
0.98087	0.206638	0.98087	0.206682	0.98087	0.206681
0.968348	0.329397	0.968348	0.329451	0.968348	0.329451
0.953322	0.449965	0.953322	0.45002	0.953322	0.45002
0.935287	0.554505	0.935287	0.554558	0.935287	0.554558
0.913652	0.639204	0.913652	0.639252	0.913652	0.639252
0.887687	0.707621	0.887687	0.707663	0.887687	0.707663
0.85653	0.763986	0.85653	0.764019	0.85653	0.764019
0.81914	0.811369	0.81914	0.811389	0.81914	0.811389
0.774272	0.851822	0.774272	0.851836	0.774272	0.851836
0.714713	0.890025	0.714713	0.890025	0.714713	0.890025
0.655154	0.917484	0.655154	0.917475	0.655154	0.917475
0.595594	0.938027	0.595594	0.938008	0.595594	0.938008
0.536035	0.953839	0.536035	0.953812	0.536035	0.953812
0.476476	0.966183	0.476476	0.966148	0.476476	0.966148
0.416916	0.975856	0.416916	0.975817	0.416916	0.975817
0.357357	0.983397	0.357357	0.983351	0.357357	0.983354
0.297797	0.989181	0.297797	0.989133	0.297797	0.989135
0.238237	0.993486	0.238237	0.993436	0.238237	0.993436
0.178678	0.996554	0.178678	0.996501	0.178678	0.996501
0.119119	0.998607	0.119119	0.998552	0.119119	0.998552
0.059559	0.999801	0.059559	0.999746	0.059559	0.999746
0	1	0	0.999942	0	0.999942

DAFTAR PUSTAKA

- Cotton, M.K and Jackson, J.D. 1989. "Vertical tube air flows in the turbulent mixed convection regime calculated using a low-Reynolds number $k-\epsilon$ model". Int. J. Heat Mass Transfer. Vol.33, No.2, pp.275-286.
- Forooghi, P., and Hooman, K.2013. "Numerical study of turbulent convection in inclined pipes with significant bouyancy influence". International Journal of Heat and Mass Transfer.61.2013.310-322.
- Fox, Robert W dan Alan T. Mc Donald. 1994. " Introduction to Fluid Mechanics, Fourth Edition". SI Version, John Wiley & Sons, Inc, Canada.
- Holman, J.P. 1994. Perpindahan Kalor. Diterjemahkan oleh Jasjfi,E. Jakarta: Erlangga.
- Hiroaki, T.,Maruyama, S., and Hatano, S. 1986. "Combined Forced and Natural Convection Heat Transfer for Upward Flow in a Uniformly Heated, Vertical Pipe". Int.J. Heat Mass Transfer.Vol. 30, No. 1, pp. 165-174, 1987.
- Incropera, P.F, David P.D. 2006. "Fundamentals of Heat and Mass Transfer and Introduction to Heat Transfer".United States: John wiley& sons.
- Koestoer, R.A.2002. "Perpindahan Kalor Untuk Mahasiswa Teknik". Jakarta: Salemba Teknika.
- Kreith,F. 1986. "Principles Heat Transfer". Thrid Edition.University of Colorado: Harper & Row.
- Mehdi, S.,and Mehrdad, R. 2009. "Investigation of turbulent mixed convection of air flow in vertical tubes using a zonal turbulence model". International Journal of Heat and Fluid Flow, 31.2010.179-190.

BIODATA PENULIS



Penulis dilahirkan di Sampang 01 Desember 1991, dari Ayahanda Muhammad A.R dan Ibunda Jumwah Yudiyah, anak kedua dari dua bersaudara. Sepanjang 23 tahun ini, penulis telah menempuh pendidikan formal dimulai dari SDN 01 Camplong, SMPN 01 Camplong, dan SMAN 01 Sampang.

Pada tahun 2009 Penulis diterima di Jurusan D3 Teknik Mesin FTI – ITS kemudian melanjutkan kuliah tahap sarjana di jurusan Teknik Mesin ITS Surabaya melalui Lintas Jalur dan terdaftar sebagai mahasiswa dengan NRP 2112 105 032. Penulis mengambil bidang keahlian Konversi Energi.

Selama duduk di bangku kuliah penulis aktif mengikuti kegiatan perkuliahan. Penulis juga pernah mengikuti berbagai kegiatan dan bergabung dalam organisasi. Penulis pernah melaksanakan Kerja Praktek di PT. PERTAMINA-Pelumas Gresik pada unit maintenance. Penulis dapat dihubungi di alamat email faraniandaz@yahoo.com