

**PENGARUH JARAK PENGHALANG TERHADAP PERPINDAHAN
PANAS KONVEKSI PADA *RECTANGULAR DUCT***

**SKRIPSI
KONSENTRASI KONVERSI ENERGI**

**Diajukan untuk memenuhi sebagian persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik**



Disusun oleh:

**DAVID HINDRA SETIAWAN
NIM 0210620034**

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

MALANG

2007

**PENGARUH JARAK PENGHALANG TERHADAP PERPINDAHAN
PANAS KONVEKSI PADA *RECTANGULAR DUCT***

SKRIPSI

KONSENTRASI KONVERSI ENERGI

**Diajukan untuk memenuhi sebagian persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik**

UNIVERSITAS BRAWIJAYA



Disusun Oleh:

**DAVID HINDRA SETIAWAN
NIM. 0210620034-62**

Telah diperiksa dan disetujui oleh :

Dosen Pembimbing I

Dosen Pembimbing II

Dr. Slamet Wahyudi, ST., MT
NIP. 132 159 708

Sofyan Arief Setyabudi, ST
NIP. 132 206 464

**PENGARUH JARAK PENGHALANG TERHADAP PERPINDAHAN
PANAS KONVEKSI PADA *RECTANGULAR DUCT***

Disusun Oleh:

DAVID HINDRA SETIAWAN
NIM 0210620034

**Skripsi ini telah diuji dan dinyatakan lulus
pada tanggal 7 Juni 2007**

DOSEN PENGUJI

Penguji Skripsi I

Penguji Skripsi II

Ir. I Made Gunadiarta, MT
NIP. 130 604 495

Dr.Ir. Rudy Soenoko, M.Eng.Sc
NIP : 131 411 121

Penguji Komprehensif

Ir. Pratikto, M.MT
NIP. 130 928 864

Mengetahui
Ketua Jurusan Teknik Mesin

Dr. Slamet Wahyudi, ST., MT
NIP. 132 159 708

KATA PENGANTAR

Puji syukur kehadirat Allah SWT atas limpahan rahmat, taufik dan hidayah-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan skripsi ini. Penulis sadar bahwa banyak pihak yang telah membantu didalam pengerjaan karya tulis ilmiah ini. Untuk itu ucapan terima kasih yang tulus penulis haturkan kepada :

- Bapak Dr. Slamet Wahyudi, ST.,MT selaku dosen pembimbing I yang banyak memberikan bimbingan dan masukan pada penulis dalam penyusunan skripsi ini.
- Bapak Sofyan Arief Setyabudi, ST, selaku dosen pembimbing II yang juga telah banyak memberikan sumbangan pemikiran, bimbingan dan masukan pada penulis.
- Bapak Dr. Ir. Rudy Soenoko, M.Eng.Sc selaku Ketua Kelompok Konsentrasi Teknik Konversi Konversi Energi.
- Keluarga (kedua orang tua tercinta dan saudaraku) dan seseorang yang telah memberikan segalanya yang terbaik untuk penulis, sehingga penulis mampu menyelesaikan skripsi ini.
- Semua pihak yang secara langsung atau tidak langsung khususnya Arek Mesin Angkatan 2002, dan teman satu tim penelitian yang telah membantu demi kelancaran pengerjaan skripsi ini.

Penyusun menyadari sepenuhnya bahwa skripsi ini masih terdapat banyak kekurangan, karena itu kritik dan saran sangat kami harapkan untuk kesempurnaan skripsi ini.

Malang, 22 Mei 2007

Penyusun

DAFTAR ISI

KATA PENGANTAR	i
DAFTAR ISI	ii
DAFTAR TABEL	v
DAFTAR GAMBAR	vi
DAFTAR LAMPIRAN	vii
RINGKASAN	viii
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	1
1.3 Batasan Masalah.....	1
1.4 Tujuan Penelitian.....	2
1.5 Manfaat Penelitian.....	2
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	3
2.1 Penelitian Sebelumnya.....	3
2.2 Definisi Fluida.....	3
2.2.1 Klasifikasi Aliran Fluida.....	4
2.2.2 Persamaan Bernoulli.....	5
2.3 Dasar-dasar Lapisan Batas.....	6
2.4 Analisa Mekanisme Aliran.....	8
2.4.1 Aliran Laminar dan Turbulen.....	9
2.4.1.1 Aliran Laminar.....	9
2.4.1.1 Aliran Turbulen.....	9
2.5 Aliran Melalui Silinder Penghalang.....	10
2.5.1 Bentuk Susunan Pipa Penghalang.....	10
2.6 Perpindahan Panas.....	12
2.6.1 Perpindahan Panas Konduksi.....	12
2.6.2 Perpindahan Panas Konveksi.....	13
2.7 Perpindahan Panas Rata-rata.....	14
2.8 Hipotesa.....	16

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	43
5.1 Kesimpulan.....	43
5.2 Saran.....	43

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

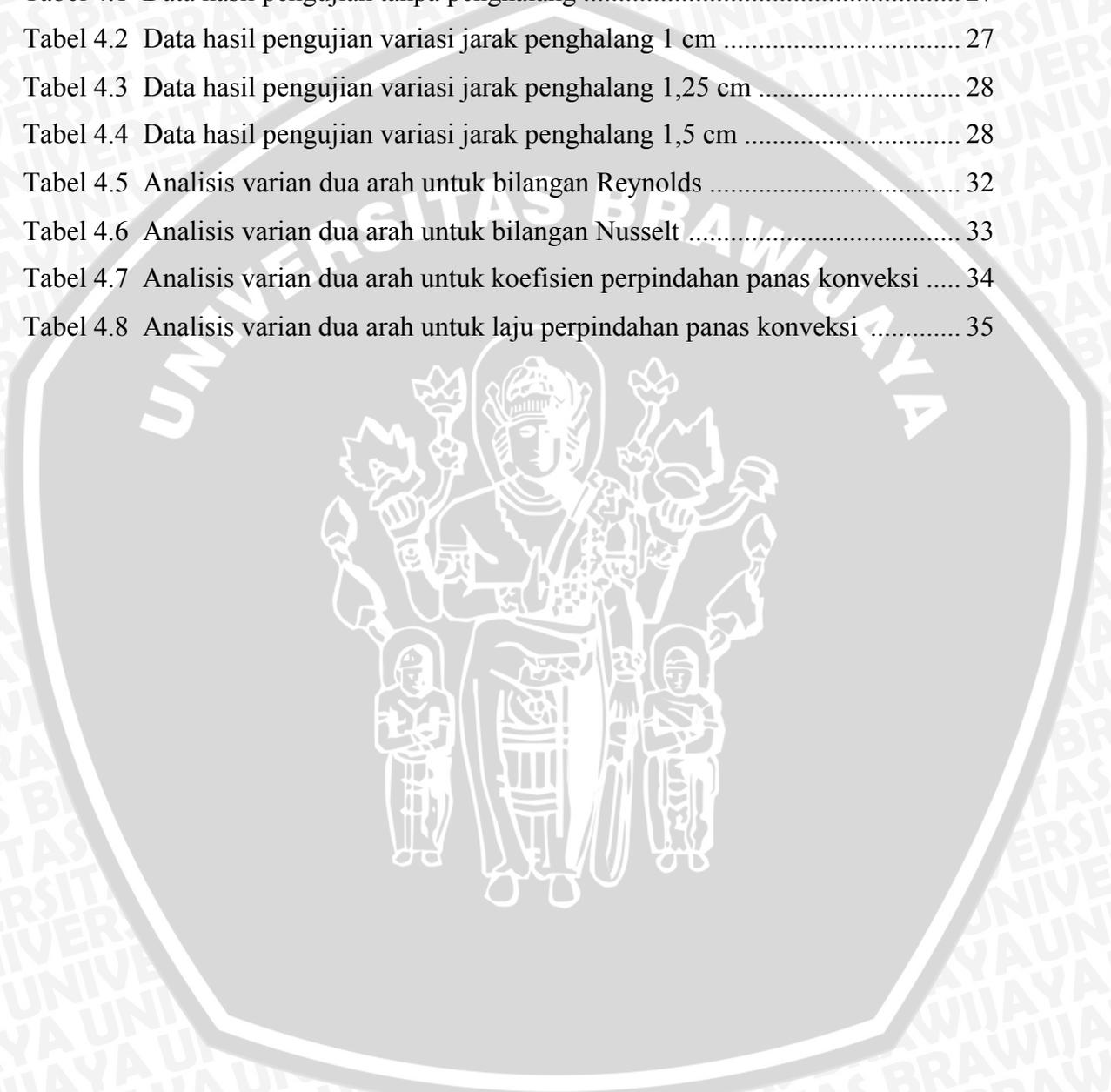


DAFTAR GAMBAR

No.	Judul	hal.
Gambar 2.1	Aliran yang berkembang penuh antara 2 penampang dalam pipa miring.....	6
Gambar 2.2	Profil-profil kecepatan untuk lapisan batas laminar dan turbulen dalam aliran melewati plat datar.....	7
Gambar 2.3	Struktur medan aliran turbulen didekat batas benda padat.....	7
Gambar 2.4	Sketsa yang melukiskan perpisahan lapisan batas.....	8
Gambar 2.5	Aliran Laminar.....	9
Gambar 2.6	Aliran Turbulen.....	9
Gambar 2.7	Garis-garis aliran melewati sebuah silinder.....	10
Gambar 2.8	Penyusunan secara <i>Inline</i>	11
Gambar 2.9	Penyusunan secara <i>Staggered</i>	11
Gambar 2.10	Pola aliran pada susunan <i>Staggered</i>	12
Gambar 2.11	Perpindahan panas konduksi melalui sebuah dinding.....	13
Gambar 2.12	Perpindahan panas konveksi paksa dan natural.....	14
Gambar 3.1	Jarak Batang Pengganggu.....	17
Gambar 3.2	Instalasi alat.....	18
Gambar 3.3	Diagram alir penelitian.....	26
Gambar 4.1	Grafik hubungan jarak (S) terhadap perpindahan panas Konveksi (Q).....	36
Gambar 4.2	Grafik hubungan jarak (S) terhadap bilangan Reynolds (Re).....	38
Gambar 4.3	Grafik hubungan bilangan Reynolds (Re) terhadap bilangan Nusselt.....	38
Gambar 4.4	Grafik hubungan bilangan Nusselt (Nu) terhadap koefisien perpindahan panas konveksi (h).....	41
Gambar 4.5	Grafik hubungan koefisien perpindahan panas konveksi (h) Terhadap perpindahan panas konveksi (Q).....	42

DAFTAR TABEL

No.	Judul	hal.
Tabel 3.1	Rancangan pengamatan model dua arah dengan pengulangan	23
Tabel 3.2	Analisis varian.	25
Tabel 4.1	Data hasil pengujian tanpa penghalang	27
Tabel 4.2	Data hasil pengujian variasi jarak penghalang 1 cm	27
Tabel 4.3	Data hasil pengujian variasi jarak penghalang 1,25 cm	28
Tabel 4.4	Data hasil pengujian variasi jarak penghalang 1,5 cm	28
Tabel 4.5	Analisis varian dua arah untuk bilangan Reynolds	32
Tabel 4.6	Analisis varian dua arah untuk bilangan Nusselt	33
Tabel 4.7	Analisis varian dua arah untuk koefisien perpindahan panas konveksi	34
Tabel 4.8	Analisis varian dua arah untuk laju perpindahan panas konveksi	35



DAFTAR LAMPIRAN

No.	Judul
Lampiran 1	: Hasil pengolahan data
Lampiran 1.1	: Hasil pengolahan data tanpa penghalang
Lampiran 1.2	: Hasil pengolahan data variasi jarak penghalang 1 cm
Lampiran 1.3	: Hasil pengolahan data variasi jarak penghalang 1,25 cm
Lampiran 1.4	: Hasil pengolahan data variasi jarak penghalang 1,5 cm
Lampiran 2	: Hasil pengambilan data
Lampiran 2.1	: Hasil pengambilan data tanpa penghalang
Lampiran 2.2	: Hasil pengambilan data variasi jarak penghalang 1 cm
Lampiran 2.3	: Hasil pengambilan data variasi jarak penghalang 1,25 cm
Lampiran 2.4	: Hasil pengambilan data variasi jarak penghalang 1,5 cm



BAB I PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Jika fluida mengalir melalui saluran dan terdapat perbedaan temperatur antara fluida dengan dinding, maka akan terjadi perpindahan panas secara konveksi dari fluida ke dinding atau sebaliknya. Perpindahan panas konveksi yang terjadi merupakan fungsi dari perbedaan temperatur, antara dinding dengan fluida, luas permukaan perpindahan panas dan koefisien perpindahan panas konveksi. Koefisien perpindahan panas konveksi merupakan fungsi dari konduktifitas panas fluida, diameter saluran dan bilangan Nusselt. Bilangan Nusselt adalah bilangan tanpa dimensi yang biasanya dipakai sebagai faktor perbandingan pada pembahasan mengenai perpindahan panas konveksi.

Pada kondisi normal tanpa gangguan, bentuk aliran dipengaruhi oleh kecepatan alir fluida (bilangan Reynolds), dimana pada aliran turbulen mempunyai kecepatan alir yang lebih besar dibanding aliran laminar. Bilangan Nusselt sangat dipengaruhi oleh pola aliran fluida. Pada aliran turbulen, bilangan Reynolds berpengaruh lebih besar terhadap bilangan Nusselt dibanding pada aliran laminar. Demikian juga pada perpindahan panas konveksi, aliran turbulen berpengaruh lebih besar dibanding aliran laminar.

Gangguan yang diberikan pada aliran fluida menyebabkan pola aliran mengalami perubahan. Sehingga pada aliran dengan bilangan Reynolds rendah ($\ll 2300$) yang seharusnya terjadi aliran laminar bisa terbentuk pola aliran turbulen. Aliran yang terganggu ini banyak dijumpai pada aliran fluida dalam alat penukar panas (*Heat Exchanger*). Dengan adanya perubahan pola aliran maka bisa terjadi perubahan bilangan Nusselt. Tetapi berapa besar perubahan tersebut belum bisa diketahui. Dengan latar belakang seperti tersebut di atas maka penelitian ini dilakukan.

1.2. Rumusan Masalah

Permasalahan yang dibahas adalah :

Bagaimana pengaruh jarak antara batang pengganggu terhadap proses perpindahan panas secara konveksi pada rectangular duct.

1.3. Batasan Masalah

1. Sistem dalam keadaan tunak (steady)
2. Fluida kerja yang digunakan adalah air, perubahan fasa hanya terjadi pada bak air dingin dimana es (padat) berubah menjadi cair.
3. Perhitungan bilangan Reynolds didasarkan pada diameter penampang saluran.
4. Dimensi saluran tetap.
5. Koefisien perpindahan panas konveksi air es dalam satu percobaan dianggap seragam.
6. Semua properties dianalisa pada temperatur fluida masuk.
7. Percobaan pada daerah masuk termal (*thermal entry region*)
8. Tidak membahas jenis material bahan batang pengganggu
9. Batang pengganggu berbentuk *staggered*.

1.4. Tujuan Penulisan

Adapun tujuan dari penulisan skripsi ini adalah :

1. Untuk mengetahui pengaruh pemasangan batang pengganggu terhadap bentuk aliran fluida dan besarnya bilangan Nusselt.
2. Membandingkan laju perpindahan panas dari fluida ke dinding, antara yang diberi batang pengganggu dengan yang tidak diberi batang pengganggu
3. Mengetahui pengaruh jarak batang pengganggu terhadap laju perpindahan panas.

1.5. Manfaat Penulisan

Adapun manfaat dari penulisan skripsi ini adalah :

1. Untuk memberikan suatu tambahan referensi dalam bidang konversi energi mengenai perpindahan panas
2. Untuk memberikan suatu tambahan referensi dalam bidang pembuatan dan perancangan *Heat Exchanger*
3. Untuk memberikan wawasan dalam pemilihan *Heat Exchanger* sesuai dengan aplikasi yang diperlukan

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1. Penelitian sebelumnya

Buyruk (1997), meneliti tentang “*Heat Transfer and Flow Structures Around Circular Cylinder in Cross-Flow*”. Dalam penelitiannya dijelaskan tentang perpindahan panas dan karakteristik aliran yang melewati sebuah tabung berpenghalang berbentuk *staggered* maupaun dengan tidak menggunakan penghalang. Dengan perbandingan jarak S_l dan S_t penghalang yang bervariasi, yaitu 1,5x1,5 dan 1,5x1,25.

Chang *et al*, mengadakan penelitian tentang perpindahan panas pada fluida yang melewati saluran segi empat yang diberi *rib* (rusuk). Pengamatan dilakukan terhadap perpindahan panas dari fluida ke dinding. Hasil penelitian dibandingkan dengan korelasi yang diajukan oleh Dittus dan Boetler yaitu $Nu = 0,023 Pr^{0,4} Re^{0,8}$. Didapat bahwa bilangan Nusselt pada penelitian ini lebih besar jika dibandingkan korelasi Dittus dan Boelter, tetapi pangkat dari bilangan Reynolds lebih kecil dari 0,8.

Young T.J. dan Vafai mengadakan penelitian pada aliran fluida yang melalui saluran segi empat. Saluran segi empat diletakkan secara horizontal. Batang pengganggu berpenampang segi empat diletakkan pada dinding bagian bawah dan dipanaskan *heater* dengan fluks panas konstan. Pengamatan dilakukan pada perpindahan panas dari batang pengganggu ke aliran fluida. Dari hasil pengamatan didapat korelasi bilangan Nusselt terhadap bilangan Reynolds, $Nu = 0,4472 Re^{0,5618}$.

2.2. Definisi Fluida

Fluida adalah suatu zat yang bentuknya dapat berubah secara kontinu akibat adanya gaya geser, walaupun tegangan geser tersebut sangat kecil. Pada benda padat, gaya geser menyebabkan terjadinya perubahan bentuk atau deformasi dan tidak berubah selama gaya yang bekerja tersebut besarnya tetap. Akan tetapi pada fluida viskos maupun encer akan mengalami pergerakan antara satu bagian terhadap bagian yang lainnya bila ada gaya geser yang bekerja, sehingga dapat dikatakan bahwa fluida menahan gaya geser. Gaya geser tersebut merupakan gaya yang menyinggung permukaan fluida, sehingga tegangan geser pada permukaan dapat diperoleh dengan membagi gaya geser dengan luas permukaan.

2.2.1. Klasifikasi Aliran Fluida

Banyak kriteria yang dapat digunakan untuk mengklasifikasikan aliran fluida. Sebagai contoh, aliran dapat digolongkan sebagai aliran mampu mampat atau takmampu mampat; aliran *steady* atau *unsteady*; aliran satu, dua atau tiga dimensi; aliran laminar atau turbulen.

Menurut Daugherty, Robert L. (1986 : 4) fluida dibagi menjadi 2 yaitu fluida mampu mampat dan fluida takmampu mampat. Fluida takmampu mampat adalah fluida yang mempunyai massa jenis (ρ) konstan, apabila untuk fluida mampu mampat massa jenisnya (ρ) merupakan fungsi dari tekanan absolut dan temperatur absolut. Contoh fluida takmampu mampat adalah fluida cair dan fluida gas yang memiliki *Mach Number* (M) $< 0,3$ sedangkan untuk fluida mampu mampat adalah fluida gas yang memiliki *Mach Number* (M) $> 0,3$

Suatu aliran dikatakan mampu mampat jika perubahan tekanan yang terdapat pada aliran fluida sangat berpengaruh terhadap perubahan kerapatan aliran fluida tersebut. Dan fluida dapat dikatakan sebagai aliran yang takmampu mampat jika perubahan tekanan yang terjadi lebih kecil daripada yang dibutuhkan untuk menciptakan suatu perubahan fase (kavitasi) dan tidak menciptakan suatu perubahan kerapatan, contoh dari aliran takmampu mampat ini adalah air. Pada sistem yang ada fluida yang mengalir merupakan aliran fluida takmampu mampat.

Aliran disebut *steady* jika kondisi-kondisi dalam medan aliran tidak bervariasi terhadap waktu, dan aliran disebut *unsteady* jika kondisi-kondisi dalam medan aliran bervariasi terhadap waktu.

Aliran satu dimensi adalah aliran dimana semua parameter fluida dan parameter aliran (seperti: kecepatan, tekanan dan temperatur serta kerapatan dan viskositas) adalah konstan diseluruh penampang melintang aliran. Aliran dua dimensi adalah aliran yang semua parameter fluida dan parameter aliran bervariasi dalam dua arah yaitu bervariasi terhadap arah x dan y . Tekanan bervariasi dalam arah x jika vektor-vektor kecepataannya lurus dan sejajar (laminar) yaitu pada bagian penampang melintang yang tetap, dan tekanan bervariasi dalam arah x dan y jika vektor-vektor kecepataannya tidak lurus dan tidak sejajar yaitu pada bagian penampang yang menyempit atau melebar. Aliran tiga dimensi adalah aliran dimana semua parameter fluida dan aliran, bervariasi dalam arah x , y , dan z dalam sistem koordinat kartesius. Dalam aliran aksimetrik (simetrik terhadap sumbu) biasanya aliran dianggap sebagai aliran dua dimensi, karena dalam aliran

aksimetrik dengan sistem koordinat silinder gradien-gradiennya hanya dalam arah aksial dan radial.

Dan yang terakhir aliran dapat digolongkan menjadi aliran laminar atau aliran turbulen. Aliran laminar adalah aliran yang dimana fluida bergerak dalam bentuk lapisan-lapisan (lamina). Sedangkan aliran turbulen adalah aliran dimana alirannya berupa gumpalan fluida diskret yang disebut *eddies* (olakan, pusaran) sehingga dicirikan dengan adanya ketidakteraturan lokal dalam aliran tersebut.

2.2.2. Persamaan Bernoulli

Dalam mendapatkan persamaan *Bernoulli* terdapat asumsi-asumsi yang harus diperhatikan yaitu alirannya tidak mengalami perubahan kecepatan (*steady*), tanpa gesekan antara fluida dengan permukaan saluran atau pipa, tak mampu mampat, dan massa jenis fluida (ρ) konstan:

$$W = m \cdot g \cdot Z + m \cdot \frac{P}{\rho} + m \cdot \frac{V^2}{2} = \text{konstan} \quad (\text{Streeter.L.V \& Wylie, 1991:4}) \quad (2-1)$$

Bila pada aliran tersebut diambil suatu jumlah fluida untuk tiap 1 Kg, maka persamaannya dinamakan persamaan energi persatuan berat fluida. Oleh karena dibagi massa (m) maka didapatkan persamaan energi spesifik yaitu :

$$W = g \cdot Z + \frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2} = \text{konstan} \quad (\text{Streeter.L.V \& Wylie, 1991:4}) \quad (2-3)$$

Apabila persamaan tersebut dibagi lagi dengan percepatan gravitasi g , maka akan didapat salah satu ruas dari persamaan *bernoulli* yang mempunyai arti ketinggian.

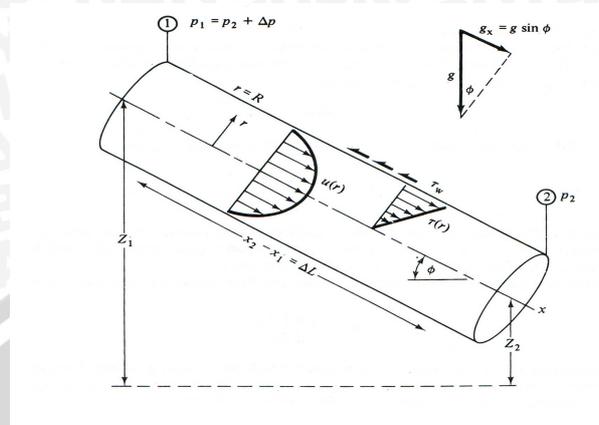
Persamaan ketinggiannya yaitu:

$$H = Z + \frac{P}{\rho \cdot g} + \frac{V^2}{2 \cdot g} = \text{konstan} \quad (\text{Streeter.L.V \& Wylie, 1991:4}) \quad (2-4)$$

Jadi sesuai dengan persamaan ketinggian diatas dan pada gambar 2.1 dapat dijelaskan bahwa pada tiap saat dan tiap posisi yang ditinjau dari suatu aliran fluida didalam pipa tanpa gesekan yang tidak bergerak maka akan mempunyai energi ketinggian tempat, tekanan dan kecepatan yang sama besarnya. Sebagai contoh aliran air didalam pipa, pada posisi 1 Kg air mempunyai tekanan tertentu dan luas penampang yang tertentu pula serta kecepatan V_1

$$Z_1 + \frac{P_1}{\rho \cdot g} + \frac{V_1^2}{2 \cdot g} = Z_2 + \frac{P_2}{\rho \cdot g} + \frac{V_2^2}{2 \cdot g} \quad (\text{Streeter.L.V \& Wylie, 1991:4}) \quad (2-5)$$

Perubahan bentuk energi akan terjadi bila pada posisi 2 penampang diperkecil, dengan demikian kecepatan fluida naik menjadi V_2 dan tekanan pada posisi 2 akan berkurang, hal ini akan terlihat dengan jelas letak pipa tersebut dibuat mendatar $Z_1=Z_2$

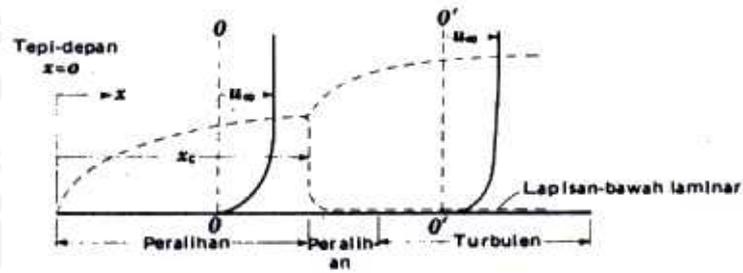


Gambar 2.1 :Aliran yang telah berkembang penuh antara 2 penampang dalam pipa miring

Sumber : White, Frank. M.1954: 305

2.3.Dasar-dasar Lapisan Batas

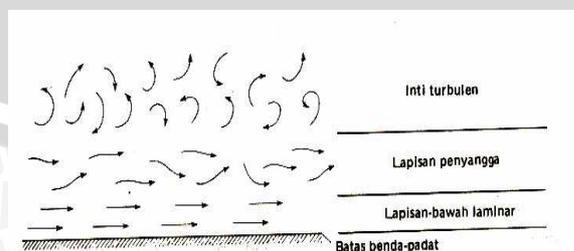
Lapisan batas pada hakekatnya membagi medan aliran disekitar sebuah benda ke dalam dua wilayah, yaitu sebuah lapisan tipis yang menutupi permukaan benda dimana gradien kecepatan besar dan gaya viskos besar, dan sebuah daerah di luar lapisan ini dimana kecepatan hampir sama dengan harga aliran bebasnya dan pengaruh viskositas dapat diabaikan. Bentuk profil kecepatan di dalam lapisan batas tergantung pada jenis alirannya. Sebagai contoh, perhatikanlah aliran udara melewati sebuah pelat datar yang permukaannya ditempatkan sejajar terhadap aliran. Pada tepi depan plat, hanya partikel-partikel fluida yang langsung bersinggungan dengan permukaan tersebut yang menjadi lambat gerakannya, sedangkan fluida selebihnya terus bergerak dengan kecepatan aliran bebas (*free stream*) yang tidak terganggu di depan plat. Dengan majunya fluida sepanjang plat, gaya-gaya geser menyebabkan terhambatnya semakin banyak fluida, dan tebal lapisan batas meningkat. Pertumbuhan lapisan batas serta profil-profil kecepatan disepanjang plat ditunjukkan pada gambar 2.2.



Gambar 2.2 : Profil-profil kecepatan untuk lapisan batas laminar dan turbulen dalam aliran melewati plat datar

Sumber : Kreith, 1997 : 310

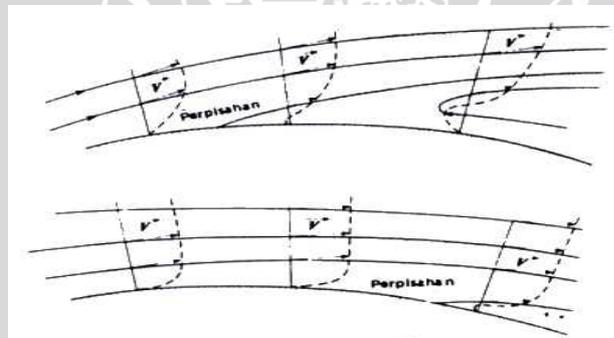
Profil kecepatan didekat tepi depan merupakan profil yang khas bagi lapisan batas laminar. Namun, aliran di dalam lapisan batas adalah tetap laminar hanya sepanjang jarak tertentu dari tepi depan dan kemudian menjadi turbulen. Dalam fluida yang mengalir senantiasa terdapat gangguan-gangguan serta gelombang-gelombang kecil, tetapi selama gaya-gaya viskos besar maka gaya-gaya tersebut akan mencegah timbulnya gangguan-gangguan. Dengan menebalnya lapisan batas laminar, perbandingan gaya-gaya viskos terhadap gaya-gaya inersia menurun dan akhirnya mencapai suatu titik dimana gangguan-gangguan tidak akan berkurang lagi, tetapi akan tumbuh bersama waktu. Lapisan batas menjadi tak stabil dan mulailah peralihan dari aliran laminar ke aliran turbulen. Terbentuklah pusaran-pusaran yang memusnahkan keteraturan gerakan lapisan batas. Gerakan laminar hanya bertahan dalam suatu lapisan tipis yang langsung di dekat permukaan. Bagian ini disebut lapisan bawah laminar (*laminar sublayer*). Wilayah di antara lapisan bawah laminar dan bagian lapisan batas yang sepenuhnya turbulen dinamakan lapisan penyangga (*buffer layer*). Struktur aliran di dalam lapisan batas turbulen ditunjukkan pada gambar.



Gambar 2.3 : Struktur medan aliran turbulen didekat batas benda padat

Sumber : Kreith, 1997 : 311

Walaupun fluida mengalir sepanjang permukaan yang konturnya melengkung, namun aliran di dalam aliran batasnya setidaknya serupa dengan aliran di dalam lapisan batas sepanjang plat datar. Tetapi kontur benda menjadi sangat penting dalam penentuan titik dimana lapisan batas berpisah dari permukaan. Perpisahan (*separation*) aliran terjadi terutama karena energi kinetik fluida di lapisan batas terdisipasi oleh viskositas di dalam lapisan tersebut. Selama aliran utama mengalami percepatan, tekanan luar menurun dalam arah aliran sehingga gaya-gaya pada tepi lapisan batas melawan hambatan pada fluida yang disebabkan oleh geseran dinding. Sebaliknya, bila aliran mengalami perlambatan maka tekanan luar maupun gaya-gaya geser cenderung untuk memperlambat fluida. Maka akan terjadi pembalikan lokal di dalam lapisan batas bila energi kinetik fluida di dalam lapisan batas tidak lagi mampu mengatasi gradien tekanan yang berlawanan. Di dekat titik ini lapisan batas memisahkan diri. Seperti ditunjukkan dalam gambar 2.4. Di belakang titik perpisahan, aliran didekat permukaan terdiri dari pusaran-pusaran yang sangat tidak teratur dan tidak dapat diprediksi dengan teori lapisan batas. Pada aliran yang melewati benda yang mengikuti garis aliran, perpisahan terjadi dekat bagian belakang. Sebaliknya, pada aliran melewati benda tumpul (*bluff object*), perpisahan terjadi lebih dekat ke depan.



Gambar 2.4 : Sketsa yang melukiskan perpisahan lapisan batas

Atas : Garis-garis aliran dan pola aliran di dekat titik perpisahan lapisan batas laminar.

Bawah:Garis-garis aliran dan pola aliran di dekat titik perpisahan lapisan batas turbulen.

Sumber : Kreith,F 1997 : 312

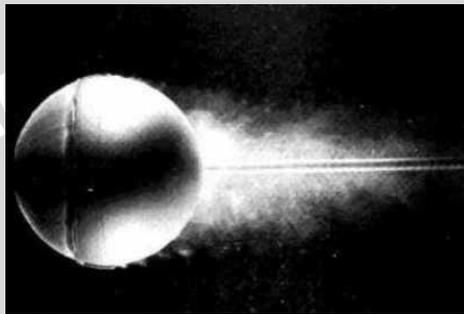
2.4.Analisa Mekanisme Aliran

Perpindahan panas konveksi sangat dipengaruhi oleh bentuk aliran fluida, apakah berbentuk laminar atau turbulen.

2.4.1. Aliran Laminar dan Turbulen

2.4.1.1. Aliran Laminar

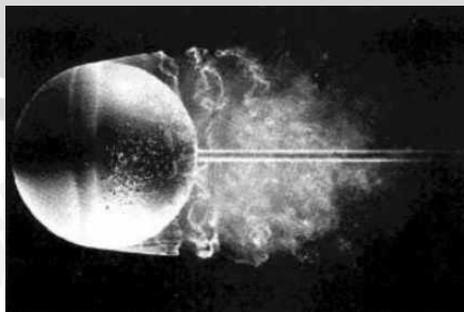
Aliran laminar adalah aliran yang bergerak dalam lapisan-lapisan dengan gerakan yang teratur. Perpindahan momentum dan massa dalam aliran ini terjadi secara molekular dalam skala submikroskopis dari lapisan yang mempunyai kecepatan yang relatif tinggi menuju ke lapisan lain yang memiliki kecepatan yang relatif lebih rendah. Kecenderungan kearah turbulensi diredam oleh gaya-gaya viskos yang memberikan hambatan terhadap gerakan relatif lapisan-lapisan fluida. Pada aliran laminar partikel-partikel fluida bergerak secara berurutan mengikuti lintasan yang lancar dan memiliki kecepatan yang tetap.



Gambar 2.5 : Aliran laminar
Sumber : www.engineering.uiowa.edu/cfd/gallery/lim-turb.html

2.4.1.2. Aliran Turbulen

Pada aliran turbulen, partikel-partikel fluida bergerak secara acak dengan kecepatan yang berfluktuasi dan saling interaksi antar gumpalan-gumpalan fluida. Pada aliran ini lapisan-lapisan fluida tidak terlihat lagi sehingga aliran fluida dibayangkan sebagai bongkahan-bongkahan fluida. Pergerakan dari bongkahan-bongkahan fluida tersebut terjadi secara acak, sehingga proses perpindahan momentum dan massa terjadi secara makroskopis. Partikel-partikel bongkahan fluida berfungsi sebagai pembawa energi dan memindahkan energi dengan cara bercampur dengan partikel-partikel lain dari fluida tersebut.

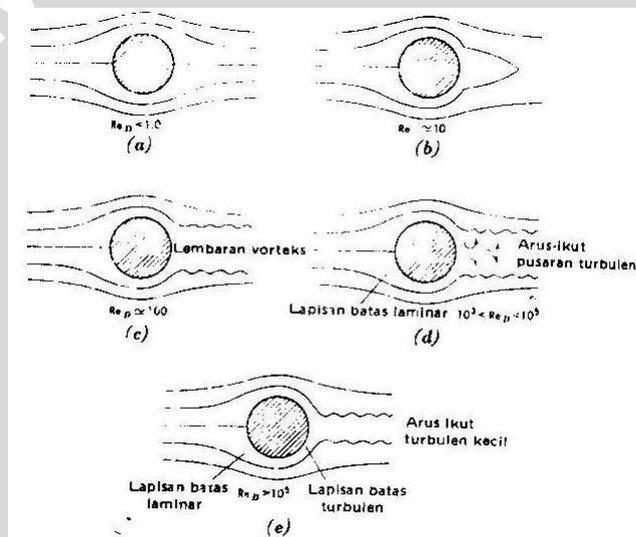


Gambar 2.6 : Aliran turbulen
Sumber : www.engineering.uiowa.edu/cfd/gallery/lim-turb.html

2.5. Aliran Melalui Silinder Penghalang

Fluida yang melintasi silinder penghalang akan mengalami perubahan garis aliran. Partikel-partikel fluida yang membentur titik terdepan dari benda (silinder penghalang) akan berhenti dan tekanan pada titik tersebut akan mengalami peningkatan di atas tekanan aliran bebas (*free-stream*). Titik terdepan pada benda tersebut disebut titik stagnasi (*stagnation point*). Aliran menjadi terbagi pada titik stagnasi silinder dan terbentuklah lapisan batas yang menebal disepanjang permukaan. Kecepatan akan mencapai maksimum pada kedua sisi silinder, kemudian berkurang lagi sampai nol pada titik stagnasi dibelakang.

Pola aliran disekeliling silinder akan mengalami sederetan perubahan dengan meningkatnya bilangan Reynolds seperti terlihat pada gambar 2.7 berikut:



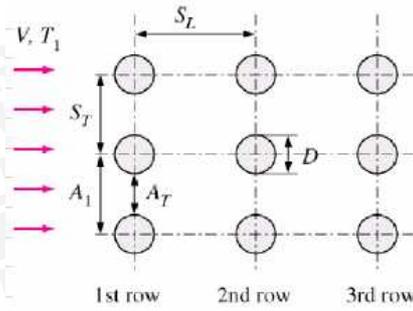
Gambar 2.7 : Garis-garis aliran melewati sebuah silinder

Sumber : Kreith, F 1997; 462

Dalam membahas mengenai alat penukar kalor dalam memindahkan panas selalu melibatkan suatu analisa aliran untuk meramalkan nilai koefisien perpindahan panas yang terjadi. Perhitungan nilai koefisien perpindahan panas sebagian besar melibatkan pendekatan eksperimental atau penggunaan hubungan empirik yang didapat dari pengukuran eksperimental.

2.5.1. Bentuk susunan pipa penghalang

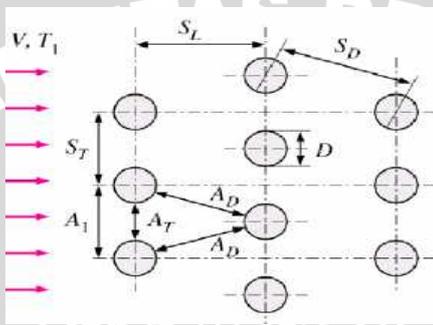
Penyusunan pipa penghalang dalam suatu saluran dapat dilakukan dalam bentuk *inline* maupun secara *staggered*. Didalam susunan bentuk *inline*, pipa-pipa disusun secara sejajar dengan perbandingan jarak *longitudinal* dan *transverse* yang berbeda-beda seperti yang terlihat pada gambar.



Gambar 2.8 : Penyusunan secara inline

Sumber : Kreith,F;1994;478

Sedangkan untuk penyusunan secara staggered (zig-zag) dapat dilihat pada gambar



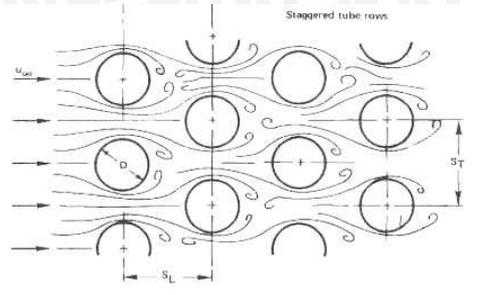
Gambar 2.9 : Penyusunan secara staggered

Sumber : Kreith,F;1994;479

Proses perpindahan panas yang melewati suatu susunan pipa baik itu yang tersusun secara *inline* maupun secara *staggered*, dipengaruhi oleh kecepatan fluida, ukuran pipa, dan jarak antar pipa. Pada penyusunan pipa *staggered* (zig zag) proses perpindahan panas cenderung lebih besar, hal ini dikarenakan pada susunan pipa *staggered* pola aliran fluida yang terjadi mempunyai kecenderungan berfluktuasi atau bisa dikatakan pola aliran yang terjadi adalah turbulen. Sedangkan pada perpindahan panas konveksi tingkat turbulensi sangat mempengaruhi proses perpindahan panas.

Pola aliran yang terjadi ketika fluida menabrak penghalang pada susunan pipa pada baris pertama pada susunan *inline* maupun *staggered* sama halnya dengan pola aliran fluida yang menabrak suatu penghalang pipa tunggal. Pada penyusunan penghalang berbentuk *staggered*, pola aliran fluida yang terjadi sangat dipengaruhi dari pola aliran fluida yang terjadi sebelumnya. Jadi pola aliran pada *row* (baris) ke dua dipengaruhi oleh baris pertama, dan baris ketiga dipengaruhi oleh bentuk pola aliran yang terjadi pada baris pertama dan kedua. Sehingga pola aliran dari tiap-tiap baris akan

semakin berfluktuasi dan semakin turbulen (bergejolak) sehingga proses perpindahan panas meningkat.



Gambar 2.10 : Pola aliran pada susunan *staggered*

Sumber : Kreith,F;199;561

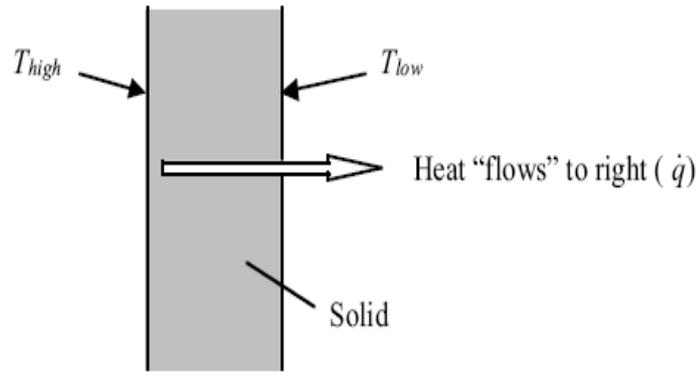
Tetapi pada umumnya setiap fluida yang menabrak penghalang akan menimbulkan *pressure drop*, dan hal ini juga berlaku pada fluida yang menabrak susunan pipa berbentuk *staggered* pada penelitian ini. *Pressure drop* adalah penurunan tekanan pada suatu aliran yang disebabkan oleh gesekan antara fluida dengan saluran atau penghalang. Pada alat penukar kalor, semakin tinggi *pressure drop* akan menyebabkan semakin tinggi daya yang dibutuhkan oleh pompa atau kompresor untuk mengalirkan fluida.

2.6. Perpindahan Panas

Perpindahan panas adalah suatu proses berpindahnya energi dari suatu daerah ke daerah yang lain yang terjadi akibat adanya perbedaan suhu antara daerah-daerah tersebut. Ada tiga macam cara pemindahan panas yaitu konduksi, konveksi dan radiasi.

2.6.1. Perpindahan panas konduksi

Konduksi adalah proses dimana panas mengalir dari daerah yang bersuhu lebih tinggi ke daerah yang bersuhu lebih rendah di dalam suatu medium (padat, cair atau gas) atau antara medium-medium yang berlainan yang bersinggungan secara langsung sebagai hasil dari interaksi antara partikel-partikel tersebut.



Gambar 2.11 : Perpindahan panas konduksi melalui sebuah dinding
 Sumber : www.answer.com/introduction to heat transfer

Hubungan dasar perpindahan panas dengan cara konduksi dikemukakan oleh J.B.J. Fourier pada tahun 1822, yaitu besarnya q_k , laju aliran panas dengan cara konduksi dalam suatu bahan, sama dengan hasil kali dari tiga buah besaran, yaitu :

1. k , konduktivitas termal bahan.
2. A , luas penampang dimana panas mengalir dengan cara konduksi dan harus diukur tegak lurus terhadap arah aliran panas.
3. dT/dx , gradien suhu pada penampang tersebut, yaitu laju perubahan suhu T terhadap jarak dalam arah aliran panas x .

secara matematis dapat dituliskan :

$$q_k = - kA \frac{dT}{dx} \dots\dots\dots (Kreith;1994;7) \quad (2-6)$$

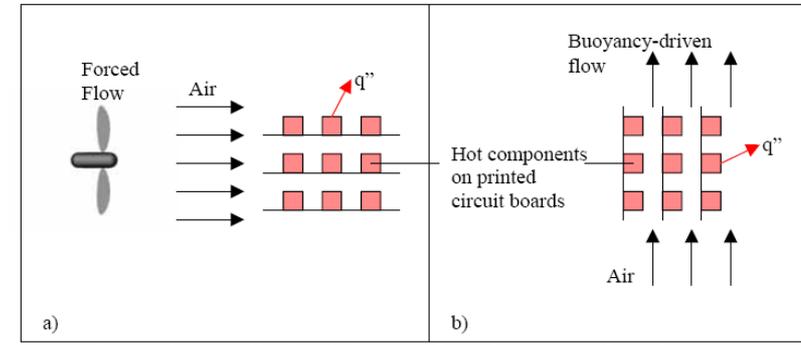
2.6.2. Perpindahan Panas Konveksi

Konveksi merupakan perpindahan energi antara permukaan padat dan fluida cair maupun gas bergerak yang saling berbatasan dan melibatkan kombinasi antara konduksi dan gerakan fluida.

Perpindahan panas konveksi adalah suatu mekanisme perpindahan panas yang mana terjadi pada fluida dengan cara mencampur satu bagian dari fluida dengan bagian yang lain sehingga menyebabkan terjadinya perpindahan massa dari fluida tersebut. Perpindahan panas konveksi merupakan mekanisme perpindahan energi antara permukaan benda padat dengan fluida, baik cair atau gas.

Proses perpindahan panas konveksi terjadi pada beberapa tahap. Pertama, panas akan mengalir dengan cara konduksi dari permukaan ke partikel-partikel fluida yang berbatasan. Energi panas tersebut akan menaikkan suhu dan energi dalam partikel-

partikel ini, kemudian partikel-partikel fluida tersebut akan bergerak ke daerah yang bersuhu lebih rendah kemudian akan bercampur dan memindahkan sebagian energinya kepada partikel-partikel fluida lainnya. Gambar 2.12 menunjukkan proses perpindahan panas konveksi.



Gambar 2.12 : Perpindahan panas konveksi a) paksa b) natural
 Sumber : [www.answer.com/introduction to heat transfers](http://www.answer.com/introduction%20to%20heat%20transfers)

Besarnya laju perpindahan panas konveksi dapat dinyatakan secara matematik :

$$Q = h_c A(T_s - T_\infty) \dots\dots\dots(\text{Cengel};355) \quad (2-7)$$

- Damana :
- Q = laju perpindahan panas konveksi (Watt)
 - h_c = koefisien perpindahan panas konveksi (Watt/m²K)
 - A = Luas permukaan panas (m²)
 - T_s = Suhu permukaan (K)
 - T = Suhu fluida (K)

Koefisien perpindahan panas konveksi bukan merupakan properti dari fluida dan besarnya tergantung pada geometri permukaan, aliran fluida, sifat-sifat fluida dan kecepatan aliran fluida.

2.7. Perpindahan Panas Rata-rata

Laju perpindahan panas dapat diketahui dari besarnya perubahan panas yang terjadi antara fluida A maupun fluida B. Besarnya perubahan panas pada fluida A dapat diketahui dengan mengukur perubahan temperatur masuk dan temperatur keluar saluran. Perubahan temperatur dikalikan dengan panas jenis fluida A dan laju aliran masa adalah laju perubahan panas yang dikandung oleh fluida A, dirumuskan sebagai berikut :

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot C_p (T_{fi} - T_{fo}) \dots\dots\dots(\text{Kreith};1994;417) \quad (2-8)$$

Dimana :

\dot{Q} = laju perubahan panas yang dikandung fluida A (Watt)

c_p = panas jenis fluida A (J/kg.°C)

T_{f_i} = temperatur fluida A masuk *rectangular duct* (°C)

T_{f_o} = temperatur fluida A keluar *rectangular duct* (°C)

Laju perubahan panas yang terjadi pada fluida selama melintasi saluran akan sama dengan laju panas yang dipindahkan dari fluida A ke dinding secara konveksi.

Laju perpindahan panas konveksi dirumuskan sebagai berikut :

$$Q_{cv} = \bar{h}_1 \cdot A \cdot (T_A - T_1) \quad (\text{Holman, 1984 : 31}) \quad (2-9)$$

Dimana Q_{cv} = laju perpindahan panas konveksi dari fluida A ke dinding (Watt)

\bar{h}_1 = koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata fluida A (W/m² °C)

A = luas permukaan perpindahan panas (m²)

T_A = temperatur aliran bebas fluida A di dalam *rectangular duct* (°C)

T_1 = temperatur rata-rata permukaan dinding dalam (1) (°C)

Karena temperatur fluida A sepanjang *rectangular duct* tidak seragam, ditentukan T_A adalah temperatur rata-rata masuk dan keluar saluran, maka T_A dapat dirumuskan sebagai berikut.

$$T_A = \frac{T_{f_i} + T_{f_o}}{2} \quad (2-10)$$

Dimana T_{f_i} = temperatur fluida A masuk *rectangular duct* (°C)

T_{f_o} = temperatur fluida A keluar *rectangular duct* (°C)

Karena perubahan kalor fluida A (\dot{Q}) sama dengan laju panas yang dikonveksikan dari fluida A ke dinding maka koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata bisa dihitung dengan menggunakan cara sebagai berikut :

$$\bar{h} = \frac{Q_{cv}}{A \cdot (T_A - T_1)} = \frac{\dot{Q}}{A \cdot (T_A - T_1)} = \frac{\dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{f_i} - T_{f_o})}{A \cdot (T_A - T_1)} \quad (2-11)$$

Selain itu koefisien perpindahan panas konveksi rata-rata juga dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$\bar{h} = \frac{\overline{Nu} \cdot k_f}{D_h} \quad (2-12)$$

Dimana \overline{Nu} = bilangan Nusselt Rata-rata

k_f = koefisien perpindahan panas konduksi fluida (W/m°C)

D_H = diameter hidrolik saluran (m)

Bilangan Reynolds untuk saluran segi empat dapat dinyatakan dengan :

$$Re = \frac{m \cdot D_H}{\mu \cdot A_s} \quad (2-13)$$

Dimana :

m = laju aliran masa (kg/s)

μ = viskositas dinamik (N.s/m²)

Untuk konveksi rata-rata, bilangan Nusselt dapat dinyatakan sebagai berikut :

$$\overline{Nu} = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^{1/3} \quad (2-14)$$

Sehingga bilangan Nusselt merupakan fungsi dari bilang Reynolds dan bilangan Prandtl

$$\overline{Nu} = f(Re, Pr) \quad (2-15)$$

Dimana :

Pr = bilangan Prandtl

Re = bilangan Reynolds

Dari persamaan 2 – 12 dan 2 – 13 bilangan Nusselt bisa dituliskan sebagai berikut :

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h} \cdot Dh}{k_f} = \frac{Dh \cdot \dot{m} \cdot Cp \cdot (Tf_i - Tf_o)}{k_f \cdot A \cdot (T_A - T_1)} \quad (2-16)$$

2.8. Hipotesa

Berdasarkan teori yang telah dikemukakan di atas, dapat diambil suatu hipotesa : semakin lebar jarak penghalang maka akan semakin besar intensitas turbulensi aliran fluida yang melalui *rectangular duct* sehingga akan meningkatkan bilangan Reynolds, bilangan Nusseltnya, koefisien perpindahan panas konveksi dan laju perpindahan pans konveksinya.

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1. Metode Penelitian

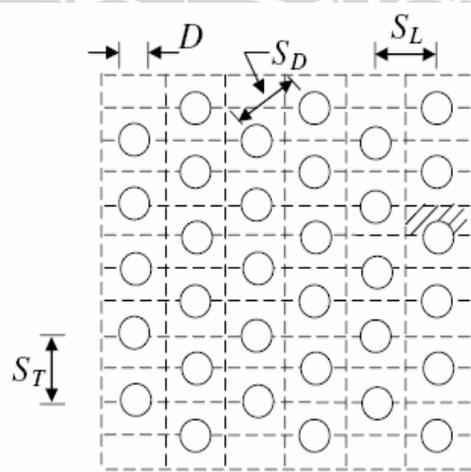
Penelitian ini menggunakan metode Eksperimental, yaitu dengan melakukan pengamatan secara langsung untuk memperoleh data sebab akibat melalui eksperimen guna mendapatkan data empiris. Dalam hal ini objek penelitian yang diamati adalah pengaruh jarak batang pengganggu (*staggered*) terhadap perpindahan panas pada *rectangular duct*.

3.2. Variabel Penelitian

Variabel-variabel yang digunakan dalam penelitian ini antara lain:

1. Variabel Bebas (*Independent variable*)

Variabel bebas adalah variabel yang besarnya ditentukan oleh peneliti dan harganya diubah-ubah dengan metode tertentu untuk mendapatkan nilai variabel terikat dari objek penelitian sehingga diperoleh hubungan diantara keduanya. Variabel bebas dalam penelitian ini adalah jarak antara batang pengganggu. Variasi jarak batang pengganggu yang digunakan adalah 1 cm; 1,25 cm; 1,5 cm dan tanpa penghalang..



Gambar 3.1. Jarak Batang Pengganggu (*Staggered*)

2. Variabel terikat

Variabel terikat adalah variabel yang nilainya tergantung dari variabel bebas dan diketahui setelah penelitian dilakukan. Variabel terikat yang diamati dalam

penelitian ini adalah bilangan Reynolds, bilangan Nusselt, koefisien perpindahan panas konveksi dan laju perpindahan panas konveksi

3. Variabel terkontrol

Adalah variabel yang nilainya tetap dan ditentukan sebelum penelitian. Variabel terkontrol dalam penelitian ini adalah : Variabel terkontrol pada penelitian ini adalah rasio panjang (b) dan lebar (h) *rectangular duct* pada saat fluida masuk daerah percobaan $P/L = 1/4$. Temperatur masuk *rectangular duct* (T_{f_i}) 50°C . Temperatur fluida dingin 0°C .

3.3. Alat-alat Penelitian

1. Heater spiral

Terdiri dari 4 buah berdaya 350 watt 220 volt dan 1 buah berdaya 150 watt digunakan untuk memanaskan air pada bak *preheater* dan bak penampung air dari *preheater*..

2. Pipa instalasi

3. Acrylic

4. Sealant

5. Infrared thermometer

Merk Risbow kw 06-304 dengan spesifikasi $-50^\circ - 750^\circ\text{C}$ digunakan untuk mengukur temperatur permukaan dinding bagian dalam.

6. Stop watch

Digunakan untuk mengukur waktu pengisian air pada gelas ukur.

7. Termometer

Digunakan untuk mengukur temperatur fluida di bak air es, bak *preheater*.

8. Temperature Controller

Merk Autonics digunakan untuk menjaga temperatur air masuk saluran pengujian konstan, diletakkan pada bak pemanas 2.

9. Digital Multimeter

Digunakan untuk mengetahui temperatur masuk dan temperatur keluar saluran.

10. Pompa Aquila D 3000

Merk Lifetech dengan spesifikasi $fl\ max\ 200\ l/h$, $h\ max\ 2\ m$, AC 220/240 V, 50 Hz, 29 W/32W digunakan sebagai alat sirkulasi air.

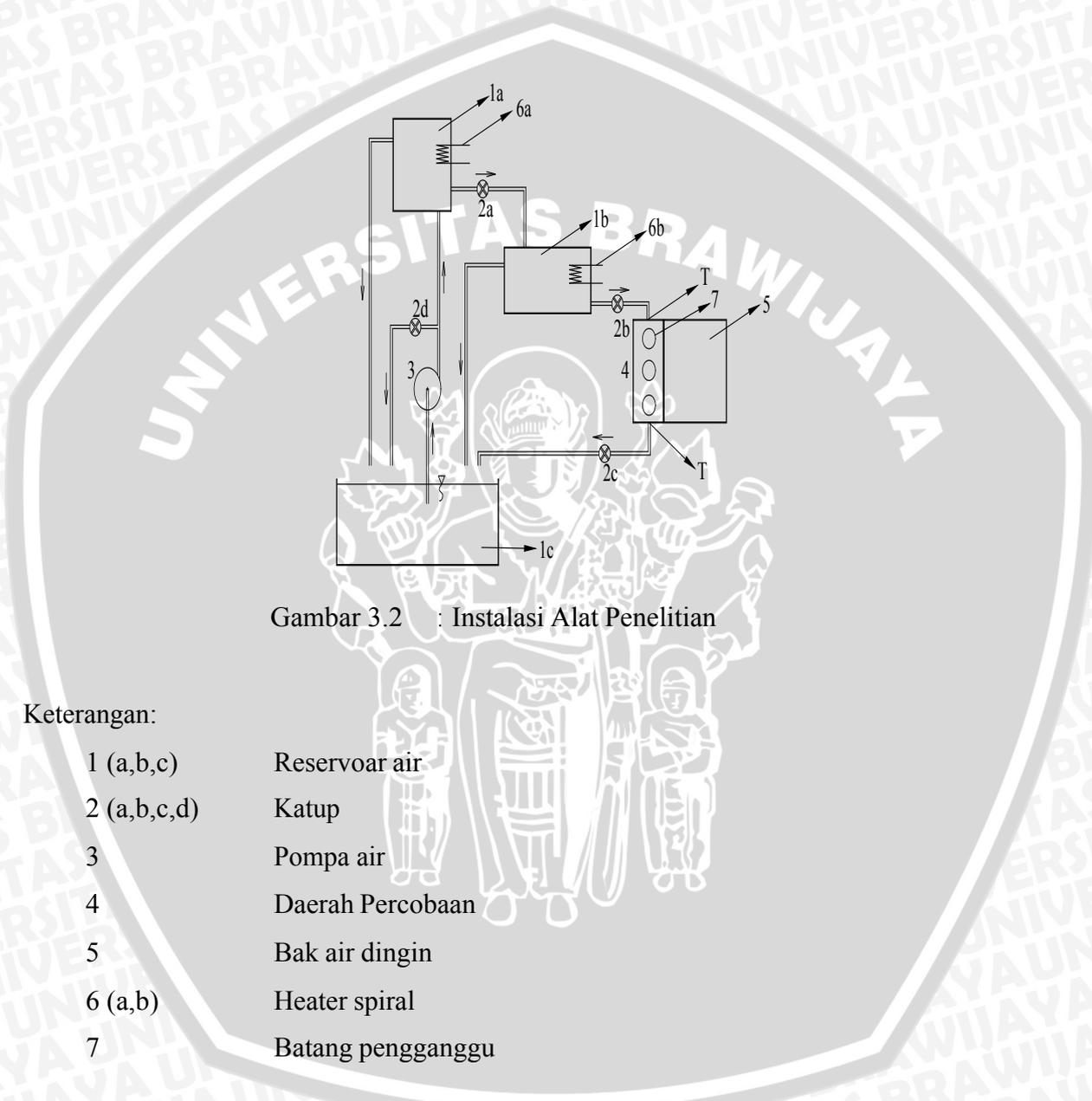
11. Gelas ukur

Digunakan untuk mengukur volume air masuk saluran.

12. Katup

Digunakan untuk mengatur laju aliran air.

3.4. Instalasi Penelitian



Gambar 3.2 : Instalasi Alat Penelitian

Keterangan:

- 1 (a,b,c) Reservoar air
- 2 (a,b,c,d) Katup
- 3 Pompa air
- 4 Daerah Percobaan
- 5 Bak air dingin
- 6 (a,b) Heater spiral
- 7 Batang pengganggu

Instalasi penelitian bekerja sebagai berikut :

Air dipompa dari reservoar 1c ke reservoar 1a, pada reservoar 1a dibuat saluran keluar ganda yang bertujuan untuk menjaga ketinggian air pada reservoar 1a konstan. Pada reservoar 1a air dipanaskan dengan menggunakan 3 buah heater spiral. Dari reservoar 1a kemudian air dialirkan ke reservoar 1b, pada reservoar ini air kembali dipanaskan

dengan menggunakan 2 buah heater spiral, pada reservoir 1b ini temperatur air dijaga konstan dengan menggunakan termostat dan suhunya diukur dengan menggunakan termometer digital. Dari reservoir 1b ini kemudian air dimasukkan ke dalam rectangular duct dengan suhu konstan 50°C . kemudian air yang masuk saluran diukur pada inlet dan outletnya. Dan suhu dinding bagian dalam diukur dengan menggunakan termometer digital.

3.5. Tempat Penelitian

Penelitian dilakukan di Laboratorium Motor Bakar, Fakultas Teknik, Jurusan Mesin, Universitas Brawijaya.

3.6. Langkah Percobaan

Air dipompa dengan pompa dari bak 1c ke bak 1a. Pada bak 1a dibuat saluran keluar ganda yang bertujuan untuk menjaga ketinggian air pada bak 1a konstan. Bak 1b merupakan *preheater*, air dipanaskan hingga temperatur 50°C dengan toleransi $\pm 1^{\circ}\text{C}$ agar proses pemanasan pada bak 1c berjalan cepat. Dari bak 1b kemudian air dialirkan masuk ke bak 1c. Pada bak 1c air dipanaskan dengan *heater* yang dihubungkan dengan *temperatur controller* hingga temperatur 50°C . Di dalam bak 1c temperatur air dijaga konstan dengan cara kerja *temperatur controller*, yaitu pada saat air mencapai temperatur 50°C *heater* secara otomatis akan berhenti memanaskan dan bila temperatur kurang dari 50°C *heater* akan memanaskan kembali. Dari bak 1c air mengalir masuk kedalam *rectangular duct* (daerah penelitian). *Digital multimeter* yang diletakkan pada sisi *inlet* akan menunjukkan berapa temperatur masuk (T_{fi}) air. Kemudian pada daerah penelitian temperatur dinding bagian dalam dan luar yang dianalisa untuk proses perpindahan panas konveksi diukur dengan *infrared thermometer*. Pada bagian yang dianalisa tersebut perpindahan panas terjadi dari air di dalam saluran melewati dinding menuju ke campuran air dan es. Campuran air dan es tersebut diletakkan pada bak air dingin. Pada sisi *outlet* temperatur keluar (T_{fo}) air diukur dengan menggunakan *digital multimeter*. Kemudian air keluar kembali ke bak 1a. Sistem bersirkulasi beberapa saat hingga tercapai keadaan *steady* sehingga pengambilan data bisa mendekati kevalidan.

Penelitian dilakukan dengan langkah-langkah sebagai berikut :

1. Pengambilan data dilakukan pada *rectangular duct* tanpa penghalang dengan pemasangan *acrylic* yang tidak ada penghalangnya dan direkatkan dengan lem *sealant*.
2. Bak air dingin diisi dengan air dan bongkahan es kemudian diaduk-aduk sehingga temperaturnya merata.
3. Bak air 1a, 1b dan 1c diisi dengan air kemudian *heater* pada bak 1b dan 1c dinyalakan.
4. Setelah temperatur pada bak 1b dan 1c mencapai $\pm 50^{\circ}$ C pompa air dihidupkan, kemudian katup 21, 2b dan 2c dibuka penuh.
5. Tunggu beberapa menit sampai keadaan menjadi *steady* dengan ketentuan temperatur air masuk dan keluar *rectangular duct* konstan, level air pada *rectangular duct* terjaga konstan dan temperatur air dingin harus pada 0° C. Jika temperatur air es berubah lebih dari 0° C maka dilakukan penambahan es.
6. Volume air yang keluar melalui katup 2d diukur dengan gelas ukur dan waktunya diukur dengan *stop watch*. Besarnya volume air yang keluar dan waktu akan menghasilkan debit. Katup 2a digunakan untuk mengatur debit air dari bak 1a.
7. Pengukuran temperatur masuk air, temperatur keluar air, temperatur dinding bagian dalam dan dinding bagian luar pada 10 titik.
Pengukuran temperatur masuk dan keluar air dilakukan pada waktu yang sama.
8. Mengulangi langkah 5 hingga langkah 9 untuk bukaan katup 75° , 60° , 45° dan 30° .
9. Mengulangi langkah 5 dan langkah 10 sebanyak 4 kali.
10. Mengulangi langkah 2 hingga langkah 11 untuk *rectangular duct* dengan jarak penghalang 1 cm, 1,25 cm, dan 1,5 cm.

3.7. Rencana pengolahan dan analisis data

3.7.1. Analisis Statistik

Untuk mengolah data yang telah diperoleh dipergunakan analisis varian dua arah. Dengan analisis varian dua arah akan diketahui ada tidaknya pengaruh dari variasi jarak penghalang (faktor A) dan pengaruh variasi bukaan katup (faktor B) serta pengaruh interaksi keduanya (faktor AB) terhadap bilangan Reynolds, bilangan Nusselt,

koeffisien perpindahan panas konveksi, dan laju perpindahan panas konveksi pada *Rectangular Duct*.

Faktor A mempunyai level A1, A2,.....,Ar dan faktor B mempunyai level B1, B2.....,Bc. Jika jumlah pengamatan tiap sel adalah t kali dari rancangan dua kategori A dan B serta masing-masing kategori terdiri atas r dan c level. Bila pengaruh interaksi antar faktor A pada level ke i dan faktor B pada level ke j dinyatakan dengan $(\alpha\beta)_{ij}$. Maka nilai setiap pengamatan ditulis dengan model matematika sebagai berikut:

$$Y_{ijk} = \mu + \alpha_i + \beta_j + (\alpha\beta)_{ij} + \varepsilon_{ijk}$$

dengan:

Y_{ijk} : nilai setiap pengamatan

μ : nilai rata-rata dari seluruh pengamatan

α_i : pengaruh faktor jarak penghalang ke i

β_j : pengaruh faktor bukaan katup ke j

$(\alpha\beta)_{ij}$: pengaruh interaksi faktor jarak penghalang ke i dan faktor bukaan katup ke j

ε_{ijk} : simpangan pengamatan

Yang akan kita uji dari pengamatan ini adalah:

1. α : pengaruh (efek) dari faktor jarak penghalang
2. β : pengaruh (efek) dari faktor variasi bukaan katup
3. $\alpha\beta$: pengaruh interaksi dari faktor variasi jarak penghalang dan faktor bukaan katup

Adapun hipotesis yang dipergunakan adalah sebagai berikut:

- I. $H_0^1 : \alpha_1 = \alpha_2 = \dots = \alpha_i$ (tidak ada pengaruh variasi jarak terhadap perpindahan panas konveksi pada *Rectangular Duct*)
 H_1^1 : paling sedikit satu $\alpha_i \neq 0$ (ada pengaruh variasi jarak terhadap perpindahan panas konveksi pada *Rectangular Duct*)
- II. $H_0^2 : \beta_1 = \beta_2 = \dots = \beta_j$ (tidak ada pengaruh variasi bukaan katup terhadap perpindahan panas konveksi pada *Rectangular Duct*)
 H_1^2 : paling sedikit satu $\beta_j \neq 0$ (ada pengaruh variasi bukaan katup terhadap perpindahan panas konveksi pada *Rectangular Duct*)
- III. $H_0^3 : (\alpha\beta)_{11} = (\alpha\beta)_{12} = \dots = (\alpha\beta)_{ij}$ (tidak ada pengaruh variasi jarak penghalang dan variasi bukaan katup terhadap perpindahan panas konveksi pada *Rectangular Duct*)

H_1^3 : paling sedikit satu ($\alpha\beta$) $\neq 0$ (ada pengaruh variasi jarak penghalang dan variasi bukaan katup terhadap perpindahan panas konveksi pada *Rectangular Duct*)

Tabel 3.1. Rancangan pengamatan model dua arah dengan pengulangan

Faktor		JARAK PENGHALANG				S Baris	Rata-rata	
		B ₁	...	B _j	...			B _c
BUKAAN KATUP	A ₁	X ₁₁₁		X _{1j1}		X _{1c1}	T _{1..}	\bar{X}
		X ₁₁₂		X _{1j2}		X _{1c2}		
			
		X _{11t}		X _{1jt}		X _{1ct}		
	A _i	X _{i11}		X _{ij1}		X _{ic1}	T _{i..}	\bar{X}
		X _{i12}		X _{ij2}		X _{ic2}		
			
		X _{i1t}		X _{ijt}		X _{ict}		
	A _r	X _{r11}		X _{rij1}		X _{rc1}	T _{r..}	\bar{X}
		X _{r12}		X _{rij2}		X _{rc2}		
			
		X _{r1t}		X _{rijt}		X _{rc1}		
S kolom		T _{.1.}		T _{.j.}		T _{.c.}	T _{...}	
Rata-rata		\bar{X}		\bar{X}		\bar{X}	\bar{X}	\bar{X}

Sumber : Dr. Slamet Wahyudi, ST., MT., 96, 2006

Dalam perhitungan menggunakan rumus sebagai berikut ini:

1. Jumlah kuadrat total (JKT)

$$JKT = \sum_{i=1}^r \sum_{j=1}^c \sum_{k=1}^t X_{ijk}^2 - \frac{(T_{...})^2}{rct}$$

2. Jumlah kuadrat faktor A (JKA)

$$JKA = \frac{\sum_{i=1}^r T_{i..}^2}{ct} - \frac{(T_{...})^2}{rct}$$

3. Jumlah kuadrat faktor B (JKB)

$$JKB = \frac{\sum_{j=1}^c T_{.j.}^2}{rt} - \frac{(T_{...})^2}{rct}$$

4. Jumlah pengaruh interaksi faktor A dan faktor B (JKAB)

$$JKP = \frac{\sum_{i=1}^r \sum_{j=1}^c T_{ij.}^2}{t} - \frac{(T_{...})^2}{rct} \quad \text{JKAB} = JKP - JKA - JKB$$

5. Jumlah kuadrat galat (JKG)

$$JKG = JKT - JKP = JKT - JKA - JKB - JKAB$$

Apabila masing-masing suku dibagi dengan derajat bebasnya, akan diperoleh nilai varian dari masing-masing suku tersebut. Nilai ini sering disebut dengan kuadrat tengah yang disingkat KT. Nilai varian tersebut adalah:

1. Kuadrat tengah faktor A (KTA)

$$KTA = \frac{JKA}{(r-1)}$$

2. Kuadrat tengah faktor B (KTB)

$$KTB = \frac{JKB}{(c-1)}$$

3. Kuadrat tengah interaksi faktor A dan faktor B (KTAB)

$$KTAB = \frac{JKAB}{(r-1)(c-1)}$$

4. Kuadrat tengah galat (KTG)

$$KTG = \frac{JKG}{rc(t-1)}$$

Untuk menguji ketiga hipotesis diatas kita mencari harga F_{hitung} masing-masing sumber keragaman (faktor jarak penghalang, faktor variasi bukaan katup dan interaksi faktor jarak penghalang dan variasi bukaan katup) kemudian hasilnya dibandingkan dengan F_{tabel} pada derajat bebas yang sesuai dengan nilai α tertentu. Nilai F_{hitung} dari masing-masing sumber keragaman adalah sebagai berikut:

1. F_{hitung} dari faktor jarak penghalang

$$F_1 = \frac{KTA}{KTG}$$

2. F_{hitung} dari faktor variasi bukaan katup

$$F_2 = \frac{KTB}{KTG}$$

3. F_{hitung} dari interaksi faktor jarak penghalang dan variasi bukaan katup

$$F_3 = \frac{KTAB}{KTG}$$

Tabel 3.2. Analisis varian

Sumber Varian	JK	Db	KT	F_{hitung}	F_{α}
Antar A	JKA	$db_1=r - 1$	KTA	F_1	
Antar B	JKB	$db_2=c - 1$	KTB	F_2	
Interaksi AB	JKAB	$db_3=db_1.db_2$	KTAB	F_3	
Galat	JKG	$db_4=rc(t - 1)$	KTG		
Total	JKT	$rc - 1$			

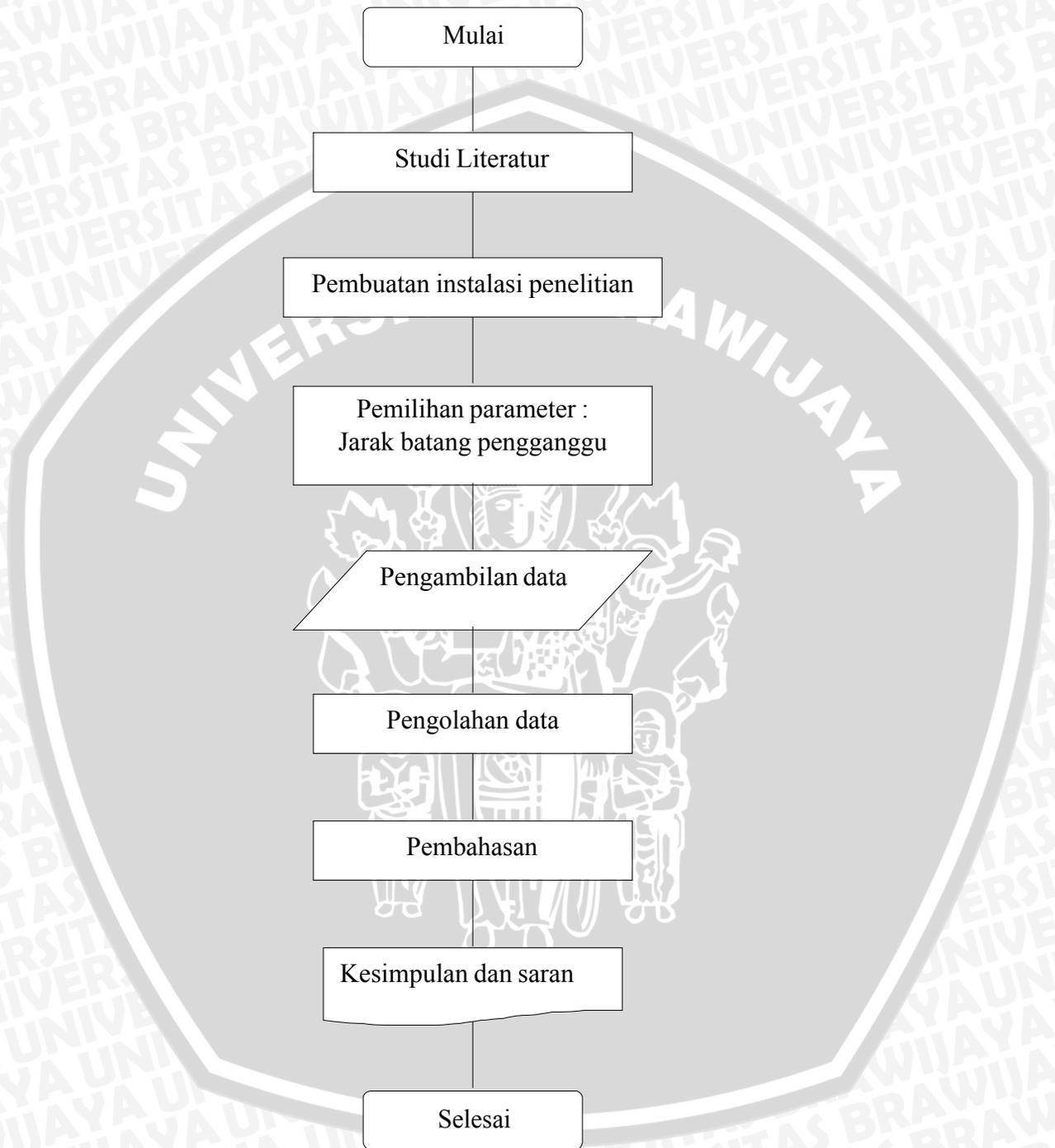
Sumber : Dr. Slamet Wahyudi, ST., MT., 98, 2006

Kesimpulan yang diperoleh:

1. Bila $FA_{hitung} > FA_{tabel}$, maka H_0^1 ditolak dan H_1^1 diterima, ini menyatakan bahwa variasi jarak penghalang berpengaruh terhadap bilangan Reynolds, bilangan Nusselt, koefisien perpindahan panas konveksi, dan laju perpindahan panas konveksi pada *Rectangular Duct*.
2. Bila $FB_{hitung} > FB_{tabel}$, maka H_0^2 ditolak dan H_1^2 diterima, ini menyatakan bahwa variasi bukaan katup berpengaruh terhadap bilangan Reynolds, bilangan Nusselt, koefisien perpindahan panas konveksi, dan laju perpindahan panas konveksi pada *Rectangular Duct*.
3. Bila $FAB_{hitung} > FAB_{tabel}$, maka H_0^3 ditolak dan H_1^3 diterima, ini menyatakan bahwa jarak penghalang dan variasi bukaan katup berpengaruh terhadap bilangan Reynolds, bilangan Nusselt, koefisien perpindahan panas konveksi, dan laju perpindahan panas konveksi pada *Rectangular Duct*.

3.8. Diagram Alir Penelitian

Untuk memudahkan dalam melakukan penelitian ini maka dibuat diagram alir penelitian seperti ditunjukkan pada gambar 3.3



Gambar 3.3 Diagram alir penelitian

BAB IV ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Analisis Data

4.1.1 Data Hasil Pengujian

Data yang diperoleh selama pengujian adalah sebagai berikut :

1. Temperatur masuk fluida : 50°C
2. Temperatur fluida dingin : 0°C
3. Diameter Hidrolis : 0,0825397 m

Tabel 4.1 Data hasil pengujian tanpa penghalang

No	B.Katup	Tin	Tout	T _L	V	\dot{m}
		°C	°C	°C	m/s	kg/s
1	30°	50	34,15	27,625	0,0014423	0,014871
2	45°	50	44,2	31,24	0,0064357	0,066217
3	60°	50	45,35	33,53	0,0165095	0,169821
4	75°	50	46,3	35,15	0,0220633	0,226901
5	90°	50	46,7	38,5	0,0268620	0,276227

No	B.Katup	ρ	v	Cp	Kf
		kg/m ³	m ² /s	J/kg °C	W/m°C
1	30°	991,43	6,28E-07	4143,188	0,63349
2	45°	989,316	5,75E-07	4135,484	0,63994
3	60°	989,063	5,69E-07	4134,587	0,640745
4	75°	988,854	5,65E-07	4133,846	0,64141
5	90°	988,766	5,63E-07	4133,507	0,64169

Tabel 4.2 Data hasil pengujian variasi jarak penghalang 1 cm

No	B.Katup	Tin	Tout	T _L	V	\dot{m}
		°C	°C	°C	m/s	kg/s
1	30°	50	39,25	33,2895	0,00098	0,0101
2	45°	50	43,35	34,625	0,00639	0,06579
3	60°	50	44,25	33,945	0,01367	0,14068
4	75°	50	45,05	37,245	0,02148	0,22098
5	90°	50	46,05	38,9745	0,0269	0,27669

No	B.Katup	ρ	v	C_p	K_f
		kg/m ³	m ² /s	J/kg °C	W/m°C
1	30°	990,41	5,98E-07	4139,36	0,63655
2	45°	989,503	5,79E-07	4136,15	0,63935
3	60°	989,305	5,75E-07	4135,45	0,63998
4	75°	989,129	5,71E-07	4134,82	0,64054
5	90°	988,909	5,66E-07	4134,02	0,64124

Tabel 4.3. Data hasil pengujian variasi jarak penghalang 1,25 cm

No	B.Katup	T _{in}	T _{out}	T _L	V	\dot{m}
		°C	°C	°C	m/s	kg/s
1	30°	50	37,1	31,6842	0,0018012	0,0185617
2	45°	50	39,95	34,75	0,0080941	0,0833589
3	60°	50	42,8	33,71	0,0162167	0,1669038
4	75°	50	44,75	36,705	0,0234605	0,2413532
5	90°	50	45,35	39,205	0,0276341	0,2842517

No	B.Katup	ρ	N	C_p	K_f
		kg/m ³	m ² /s	Kj/m ³	W/m°C
1	30°	990,84	6,1E-07	4140,975	0,63526
2	45°	990,251	5,96E-07	4138,799	0,636965
3	60°	989,624	5,82E-07	4136,576	0,63896
4	75°	989,195	5,72E-07	4135,055	0,640325
5	90°	989,063	5,69E-07	4134,574	0,640745

Tabel 4.4. Data hasil pengujian variasi jarak penghalang 1,5 cm

No	B.Katup	T _{in}	T _{out}	T _L	V	\dot{m}
		°C	°C	°C	m/s	kg/s
1	30°	50	33,1	29,79	0,0009892	0,0102021
2	45°	50	40,4	33,51	0,0064169	0,0660791
3	60°	50	42,9	34,045	0,0137885	0,1419097
4	75°	50	44,8	34,2	0,0222767	0,2291721
5	90°	50	45,25	38,33	0,0271593	0,2793737

No	B.Katup	ρ	N	Cp	Kf
		kg/m ³	m ² /s	Kj/m ³	W/m°C
1	30°	991,64	6,34E-07	4143,975	0,63286
2	45°	990,152	5,94E-07	4138,448	0,63728
3	60°	989,602	5,82E-07	4136,498	0,63903
4	75°	989,184	5,72E-07	4135,016	0,64036
5	90°	989,085	5,7E-07	4134,653	0,640675

4.1.2 Perhitungan Data

Perhitungan data dilakukan untuk mencari Bilangan *Reynold* (Re), bilangan Nusselt (Nu), koefisien perpindahan panas konveksi (h) dan laju perpindahan panas konveksi (Q_{cv}), dimana data yang diperoleh pada waktu penelitian adalah sebagai berikut:

Data penelitian yang diperoleh :

1. Luas penampang pipa : 0,000276 m²
2. Kecepatan aliran fluida : 1,041374512 m/s
3. Kecepatan aliran fluida dalam saluran : 0,027634131 m/s
4. Bilangan Reynolds : 4006,873
5. Laju aliran massa fluida : 0,284252 kg/s
6. Bilangan Nusselt : 1775,968
7. Koefisien perpindahan panas konveksi : 13786,61 Watt/m² °C
8. Laju perpindahan panas rata-rata : 5464,957 Watt

Contoh perhitungan data :

- Luas penampang pipa (A)

$$\begin{aligned}
 A &= \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \\
 &= \frac{\pi}{4} \cdot (18,75)^2 \\
 &= 275,9765625 \text{ mm}^2 = 0,000276 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

- Kecepatan Aliran Fluida (V)

Contoh pada $Q = 1 \text{ liter} / 3,48 \text{ s} = 0,000287395 \text{ m}^3/\text{s}$

$$\begin{aligned}
 V &= \frac{Q}{A} \\
 &= \frac{0,000287395 \cdot \text{m}^3 / \text{s}}{0,000276 \cdot \text{m}^2} = 1,041374512 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

- Kecepatan Aliran Fluida (V) dalam saluran *Rectangular Duct*

$$Q_1 = Q_2$$

$$A1.V1 = A2.V2$$

$$V2 = \frac{A1.V1}{A2}; \text{ dimana } A1 = 0,000276 \text{ m}^2, V1 = 1,041374512 \text{ m/s}$$

$$V2 = \frac{0,000276 \cdot \text{m}^2 \cdot 1,041374512 \cdot \text{m/s}}{0,0104 \cdot \text{m}^2}$$

$$V2 = 0,027634131 \text{ m/s}$$

➤ Bilangan *Reynold* (Re)

$$Re = \frac{V \cdot D_H}{\nu}$$

Dimana D_h adalah diameter hidrolik : $D_h = \frac{2 \cdot a \cdot b}{(a + b)}$

Dimana $a = 0,2 \text{ m}$ $b = 0,052 \text{ m}$

$$D_h = \frac{2 \cdot 0,2 \cdot 0,052}{(0,2 + 0,052)}$$

$$D_h = 0,0825397 \text{ m}$$

$$Re = \frac{V \cdot D_H}{\nu}$$

$$= \frac{0,027634131 \cdot \text{m/s} \cdot 0,0825397 \text{ m}}{5,693E - 07 \text{ m}^2 / \text{s}}$$

$$= 4006,873$$

➤ Laju aliran massa fluida panas

$$\dot{m} = \rho_h \cdot v \cdot A_p$$

$$= \rho_h \cdot v_h \cdot \frac{\pi d_i^2}{4}$$

Dimana \dot{m} = laju aliran massa (kg/s)

ρ_h = densitas fluida (kg/m³)

v_h = kecepatan aliran fluida (m/s)

A_p = Luas penampang pipa (m²)

$$\dot{m} = \rho_h \cdot v \cdot A_p$$

$$\dot{m} = 989,063 \text{ kg/m}^3 \times 0,027634131 \text{ m/s} \times 0,0104 \text{ m}^2$$

$$\dot{m} = 0,284252 \text{ kg/s}$$

- Laju perpindahan panas rata-rata

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot C_p (T_{fi} - T_{fo})$$

Dimana :

$$\dot{Q} = \text{laju perubahan panas yang dikandung fluida A (Watt)}$$

$$C_p = \text{panas jenis fluida A (J/kg} \cdot \text{°C)}$$

$$T_{fi} = \text{temperatur fluida A masuk } Rectangular \text{ Duct (°C)}$$

$$T_{fo} = \text{temperatur fluida A keluar } Rectangular \text{ Duct (°C)}$$

jadi

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot C_p (T_{fi} - T_{fo})$$

$$\dot{Q} = 0,284252 \text{ kg/s} \times 4134,574 \text{ J/kg} \cdot \text{°C} \times (50^\circ - 45,35^\circ)$$

$$\dot{Q} = 5464,957 \text{ Watt}$$

- Koefisien Perpindahan panas konveksi

$$\bar{h} = \frac{Q_{cv}}{A \cdot (T_A - T_1)}$$

$$\bar{h} = \frac{5464,957 \text{ Watt}}{0,0468 \text{ m}^2 \cdot (47,675 - 39,205)^\circ \text{C}}$$

$$\bar{h} = 13786,61 \text{ Watt/m}^2 \cdot \text{°C}$$

- Bilangan Nusselt

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h} \cdot Dh}{k_f}$$

$$\overline{Nu} = \frac{13786,61 \cdot 0,0825397 \text{ m}}{0,640705}$$

$$\overline{Nu} = 1775,968$$

4.1.3 Analisis varian

Hasil pengolahan data pengujian pengaruh jarak penghalang pada perpindahan panas konveksi pada *Rectangular Duct* tersebut kemudian dilakukan analisis statistik dengan menggunakan analisis varian dua arah. Dengan analisis varian dua arah ini akan diketahui ada tidaknya pengaruh jarak penghalang, variasi bukaan katup dan interaksi

keduanya terhadap perpindahan panas konveksi. Hipotesis yang digunakan dalam analisis statistik ini adalah:

I. $H_0^1 : \alpha_1 = \alpha_2 = \dots = \alpha_i$ (tidak ada pengaruh variasi jarak terhadap perpindahan panas konveksi pada *Rectangular Duct*)

H_1^1 : paling sedikit satu $\alpha_i \neq 0$ (ada pengaruh variasi jarak terhadap perpindahan panas konveksi pada *Rectangular Duct*)

II. $H_0^2 : \beta_1 = \beta_2 = \dots = \beta_j$ (tidak ada pengaruh variasi bukaan katup terhadap perpindahan panas konveksi pada *Rectangular Duct*)

H_1^2 : paling sedikit satu $\beta_j \neq 0$ (ada pengaruh variasi bukaan katup terhadap perpindahan panas konveksi pada *Rectangular Duct*)

III. $H_0^3 : (\alpha\beta)_{11} = (\alpha\beta)_{12} = \dots = (\alpha\beta)_{ij}$ (tidak ada pengaruh variasi jarak penghalang dan variasi bukaan katup terhadap perpindahan panas konveksi pada *Rectangular Duct*)

H_1^3 : paling sedikit satu $(\alpha\beta) \neq 0$ (ada pengaruh variasi jarak penghalang dan variasi bukaan katup terhadap perpindahan panas konveksi pada *Rectangular Duct*)

4.1.3.1. Analisis statistik untuk bilangan Reynolds yang dihasilkan

Analisis ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh jarak penghalang, variasi bukaan katup dan interaksi antara keduanya terhadap bilangan Reynolds yang dihasilkan pada *Rectangular Duct*. Dari perhitungan statistik didapatkan tabel sebagai berikut:

Tabel 4.5. Analisis varian dua arah untuk bilangan Reynolds

Sumber keragaman	db	JK	KT	Fhitung	Ftabel
Bukaan katup(faktor A)	4	1,17E+08	29126307	2553652	2,605975
Jarak penghalang (faktor B)	3	412957	137652,3	12068,68	2,838745
Interaksi faktor A dan B	12	309071,9	25755,99	2258,159	2,003459
Galat	40	456,2299	11,40575		
Total	59	1,17E+08			

Dari tabel 4.5 diatas, dapat diperoleh kesimpulan:

a. $F_{A \text{ hitung}} > F_{A \text{ tabel}}$ maka H_0^1 ditolak dan H_1^1 diterima, ini berarti bahwa jarak penghalang berpengaruh terhadap bilangan Reynolds yang dihasilkan pada *Rectangular Duct*.

b. $F_{B \text{ hitung}} > F_{B \text{ tabel}}$ H_0^2 ditolak dan H_1^2 diterima, ini berarti bahwa variasi bukaan katup berpengaruh terhadap bilangan Reynolds yang dihasilkan pada *Rectangular Duct*.

- c. $F_{AB \text{ hitung}} > F_{AB \text{ tabel}}$ maka H_0^3 ditolak dan H_1^3 diterima, ini berarti bahwa interaksi antara jarak penghalang dan variasi bukaan katup berpengaruh terhadap jarak penghalang berpengaruh terhadap bilangan Reynolds yang dihasilkan pada *Rectangular Duct*.

Dari kesimpulan diatas terlihat bahwa jarak penghalang, variasi bukaan katup, dan interaksi antara jarak penghalang dan variasi bukaan katup mempunyai pengaruh yang nyata terhadap bilangan reynolds yang dihasilkan dengan tingkat keyakinan 95 %.

4.1.3.2. Analisis statistik untuk bilangan Nusselt yang dihasilkan

Analisis ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh jarak penghalang, variasi bukaan katup dan interaksi antara keduanya terhadap bilangan Nusselt yang dihasilkan pada *Rectangular Duct*. Dari perhitungan statistik didapatkan tabel sebagai berikut:

Tabel 4.6. Analisis varian dua arah untuk bilangan Nusselt

Sumber keragaman	db	JK	KT	Fhitung	Ftabel
Bukaan katup (faktor A)	4	12696892	3174223	1287,458	2,605975
Jarak penghalang (faktor B)	3	2065155	688384,9	279,2075	2,838745
Interaksi faktor A dan B	12	1011902	84325,17	34,20211	2,003459
Galat	40	98619,84	2465,496		
Total	59	15872568			

Dari tabel 4.6 diatas, dapat diperoleh kesimpulan:

- $F_A \text{ hitung} > F_A \text{ tabel}$ maka H_0^1 ditolak dan H_1^1 diterima, ini berarti bahwa jarak penghalang berpengaruh terhadap bilangan Nusselt yang dihasilkan pada *Rectangular Duct*.
- $F_B \text{ hitung} > F_B \text{ tabel}$ H_0^2 ditolak dan H_1^2 diterima, ini berarti bahwa variasi bukaan katup berpengaruh terhadap bilangan Nusselt yang dihasilkan pada *Rectangular Duct*.
- $F_{AB \text{ hitung}} > F_{AB \text{ tabel}}$ maka H_0^3 ditolak dan H_1^3 diterima, ini berarti bahwa interaksi antara jarak penghalang dan variasi bukaan katup berpengaruh terhadap jarak penghalang berpengaruh terhadap bilangan Nusselt yang dihasilkan pada *Rectangular Duct*.

Dari kesimpulan diatas terlihat bahwa jarak penghalang, variasi bukaan katup, dan interaksi antara jarak penghalang dan variasi bukaan katup mempunyai pengaruh yang nyata terhadap bilangan Nusselt yang dihasilkan dengan tingkat keyakinan 95 %.

4.1.3.3. Analisis statistik untuk koefisien perpindahan panas konveksi (h) yang dihasilkan

Analisis ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh jarak penghalang, variasi bukaan katup dan interaksi antara keduanya terhadap koefisien perpindahan panas konveksi yang dihasilkan pada *Rectangular Duct*. Dari perhitungan statistik didapatkan tabel sebagai berikut:

Tabel 4.7. Analisis varian dua arah untuk koefisien perpindahan panas konveksi

Sumber keragaman	db	JK	KT	Fhitung	Ftabel
Bukaan katup(faktor A)	4	7,77E+08	1.94E+08	1383,558	2,605975
Jarak Penghalang (faktor B)	3	1,22E+08	40637385	289,4871	2,838745
Interaksi faktor A dan B	12	57266796	4772233	33,99578	2,003459
Galat	40	5615088	140377,2		
Total	59	9,62E+08			

Dari tabel 4.7 diatas, dapat diperoleh kesimpulan:

- $F_A \text{ hitung} > F_A \text{ tabel}$ maka H_0^1 ditolak dan H_1^1 diterima, ini berarti bahwa jarak penghalang berpengaruh terhadap koefisien perpindahan panas konveksi yang dihasilkan pada *Rectangular Duct*.
- $F_B \text{ hitung} > F_B \text{ tabel}$ H_0^2 ditolak dan H_1^2 diterima, ini berarti bahwa variasi bukaan katup berpengaruh terhadap koefisien perpindahan panas konveksi yang dihasilkan pada *Rectangular Duct*.
- $F_{AB} \text{ hitung} > F_{AB} \text{ tabel}$ maka H_0^3 ditolak dan H_1^3 diterima, ini berarti bahwa interaksi antara jarak penghalang dan variasi bukaan katup berpengaruh terhadap jarak penghalang berpengaruh terhadap koefisien perpindahan panas konveksi yang dihasilkan pada *Rectangular Duct*.

Dari kesimpulan diatas terlihat bahwa jarak penghalang, variasi bukaan katup, dan interaksi antara jarak penghalang dan variasi bukaan katup mempunyai pengaruh yang nyata terhadap koefisien perpindahan panas konveksi yang dihasilkan dengan tingkat keyakinan 95 %.

4.1.3.4. Analisis statistik untuk laju perpindahan panas konveksi (Q) yang dihasilkan

Analisis ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh jarak penghalang, variasi bukaan katup dan interaksi antara keduanya terhadap laju perpindahan panas konveksi yang dihasilkan pada *Rectangular Duct*. Dari perhitungan statistik didapatkan tabel sebagai berikut:

Tabel 4.8. Analisis varian dua arah untuk perpindahan panas konveksi

Sumber keragaman	Db	JK	KT	Fhitung	Ftabel
Bukaan katup (faktor A)	4	141079353	35269838	3011,4582	2,6059749
Jarak penghalang (faktor B)	3	17761813	5920604,5	505,52125	2,8387454
Interaksi faktor A dan B	12	7253586,8	604465,57	51,611316	2,0034594
Galat	40	468475,22	11711,881		
Total	59	166563228			

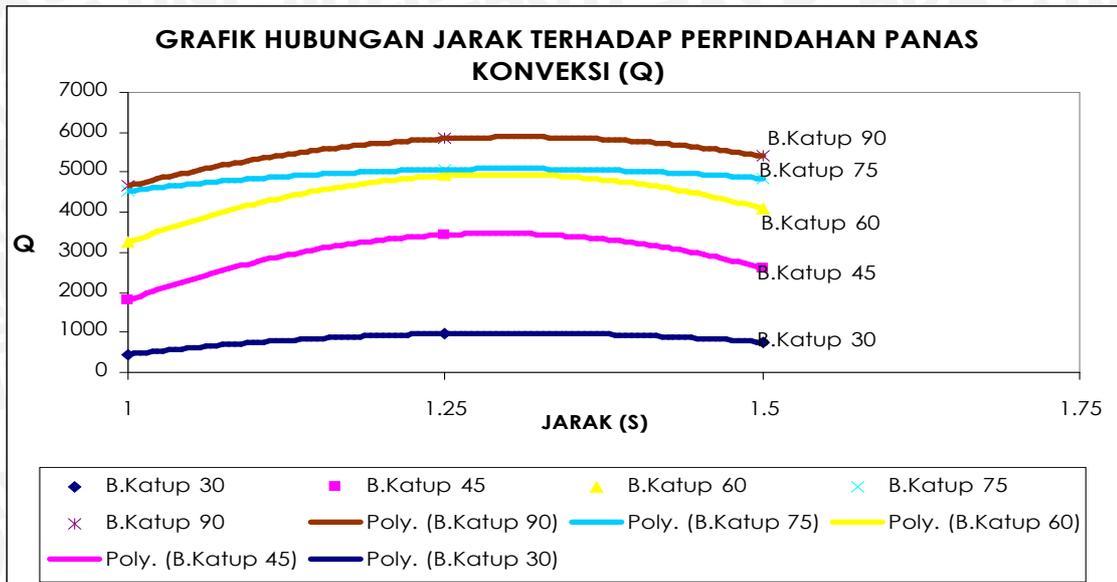
Dari tabel 4.8 diatas, dapat diperoleh kesimpulan:

- $F_{A \text{ hitung}} > F_{A \text{ tabel}}$ maka H_0^1 ditolak dan H_1^1 diterima, ini berarti bahwa jarak penghalang berpengaruh terhadap laju perpindahan panas konveksi yang dihasilkan pada *Rectangular Duct*.
- $F_{B \text{ hitung}} > F_{B \text{ tabel}}$ H_0^2 ditolak dan H_1^2 diterima, ini berarti bahwa variasi bukaan katup berpengaruh terhadap laju perpindahan panas konveksi yang dihasilkan pada *Rectangular Duct*.
- $F_{AB \text{ hitung}} > F_{AB \text{ tabel}}$ maka H_0^3 ditolak dan H_1^3 diterima, ini berarti bahwa interaksi antara jarak penghalang dan variasi bukaan katup berpengaruh terhadap jarak penghalang berpengaruh terhadap laju perpindahan panas konveksi yang dihasilkan pada *Rectangular Duct*.

Dari kesimpulan diatas terlihat bahwa jarak penghalang, variasi bukaan katup, dan interaksi antara jarak penghalang dan variasi bukaan katup mempunyai pengaruh yang nyata terhadap laju perpindahan panas konveksi yang dihasilkan dengan tingkat keyakinan 95 %.

4.2 Pembahasan

4.2.1. Grafik hubungan jarak (s) terhadap laju perpindahan panas konveksi (Q)



Gambar 4.1 : Grafik hubungan jarak (s) terhadap laju perpindahan panas konveksi (Q)

Gambar 4.1 diatas menunjukkan grafik hubungan jarak (s) terhadap perpindahan panas konveksi (Q) pada *Rectangular Duct* pada variasi jarak 1 cm; 1,25 cm; dan 1,5 cm dengan variasi bukaan katup 30°; 45°; 60°; 75° dan 90°. Dari grafik tersebut dapat dilihat bahwa pada jarak penghalang 1,25 cm laju perpindahan konveksi (Q) mempunyai nilai tertinggi daripada laju perpindahan panas konveksi dengan jarak penghalang 1 cm dan 1,5 cm, dan laju perpindahan panas konveksi (Q) optimal didapat pada bukaan katup 90°. Nilai laju perpindahan panas konveksi pada jarak 1,25 cm adalah 5837,913 Watt.

Hal tersebut dapat dijelaskan sebagai berikut: Perpindahan panas konveksi merupakan perpindahan energi antara permukaan padat dan fluida cair maupun gas bergerak yang saling berbatasan dan melibatkan kombinasi antara konduksi dan gerakan fluida. Besarnya laju perpindahan panas konveksi dapat dinyatakan secara matematik :

$$Q = h_c A(T_s - T_\infty)$$

Dari rumusan diatas dapat dilihat bahwa laju perpindahan panas konveksi berbanding lurus dengan koefisien perpindahan panas konveksi (h), sedangkan koefisien panas konveksi (h) merupakan fungsi dari bilangan Nusselt, hal tersebut dapat dilihat dari rumusan sebagai berikut :

$$\bar{h} = \frac{\overline{Nu} \cdot k_f}{Dh}$$

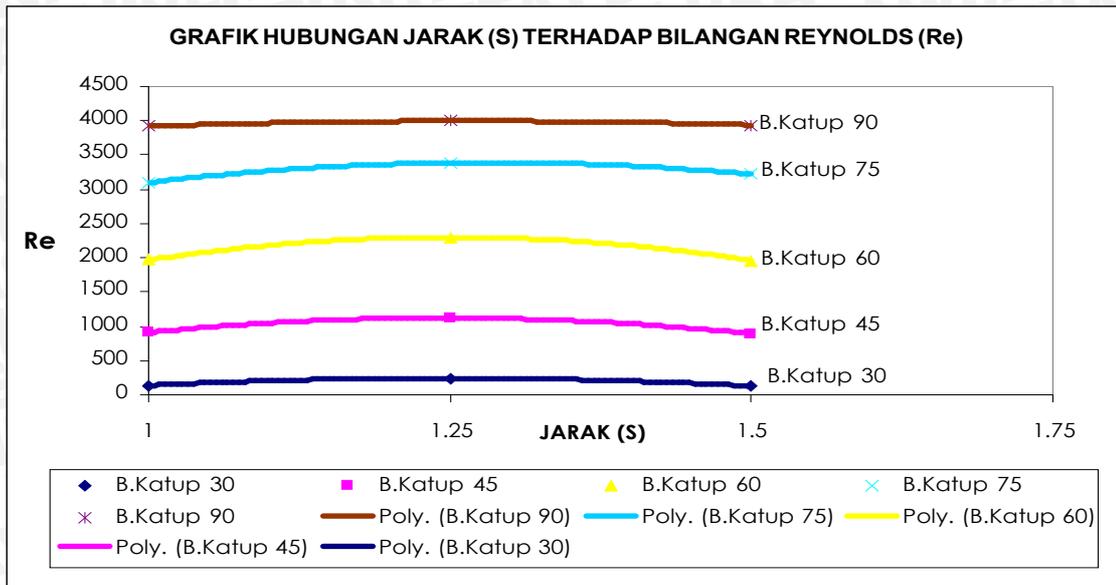
Dapat dikatakan bahwa semakin meningkatnya bilangan Nusselt maka koefisien perpindahan panas konveksi akan meningkat, bilangan Nusselt sendiri merupakan fungsi dari bilangan Reynolds, bilangan Reynolds merupakan suatu parameter tidak berdimensi yang menyatakan perbandingan antara gaya inersia terhadap gaya viskos yang merupakan ukuran gaya gesekan antar lapisan fluida. Bilangan Reynolds dapat dinyatakan sebagai berikut :

$$Re = \frac{\text{Gaya Inersia}}{\text{Gaya Viskos}} = \frac{V \cdot d}{\nu}$$

Dari rumusan tersebut dapat diketahui bahwa kecepatan (V) berbanding lurus dengan bilangan Reynolds jadi semakin besar kecepatan fluida yang melewati *Rectangular Duct* maka akan semakin besar bilangan Reynolds nya. Pada jarak penghalang 1,25 cm kecepatan fluida pada *Rectangular Duct* lebih besar daripada kecepatan fluida pada jarak penghalang 1cm dan 1,5 cm. kecepatan fluida pada jarak penghalang 1,25 cm adalah 0,0276341 m/s, kecepatan fluida pada jarak penghalang 1 cm adalah 0,0269027 m/s dan kecepatan fluida pada jarak penghalang 1,5 cm adalah 0,0271593 m/s. Dari kecepatan tersebut dapat dilihat bahwa untuk jarak penghalang 1,25 cm mempunyai bilangan Reynolds terbesar, karena bilangan Reynolds dapat dikatakan sebagai suatu fungsi kecepatan.

Dari pembahasan diatas dapat diketahui bahwa pada jarak penghalang 1,25 cm kecepatan fluida pada *Rectangular Duct* mempunyai nilai tertinggi yaitu 0,0276341 m/s, sehingga bilangan reynolds yang terjadi juga akan semakin tinggi, dengan tingginya nilai bilangan reynolds maka bilangan Nusselt juga akan meningkat, dengan adanya peningkatan bilangan Nusselt maka menyebabkan koefisien perpindahan panas konveksi (h) juga akan meningkat. Dengan meningkatnya koefisien perpindahan panas konveksi maka akan menyebabkan peningkatan laju perpindahan panas konveksi.

4.2.2. Grafik hubungan jarak (s) terhadap bilangan Reynolds (Re)



Gambar 4.2 : Grafik hubungan jarak (s) terhadap bilangan Reynolds (Re)

Gambar 4.2 diatas menunjukkan Grafik hubungan jarak terhadap bilangan Reynolds pada *Rectangular Duct* dengan variasi jarak 1 cm; 1,25 cm; dan 1,5 cm pada bukaan katup 30°; 45°; 60°; 75°; dan 90°. Dari grafik tersebut dapat dilihat bahwa pada jarak 1,25 cm mempunyai bilangan Reynolds yang lebih tinggi daripada bilangan Reynolds pada jarak 1 cm dan 1,5 cm, dari grafik tersebut juga dapat dilihat adanya kecenderungan dengan semakin besar bukaan katup maka bilangan Reynolds juga akan semakin besar. Bilangan reynolds terbesar terdapat pada jarak penghalang 1,25 cm dan bukaan katup 90° yaitu sebesar $Re = 3995,775$. Hal tersebut dapat dijelaskan sebagai berikut : Bilangan Reynolds merupakan suatu parameter tidak berdimensi yang menyatakan perbandingan antara gaya inersia terhadap gaya viskos yang merupakan ukuran gaya gesekan antar lapisan fluida. Bilangan Reynolds dapat dinyatakan sebagai berikut :

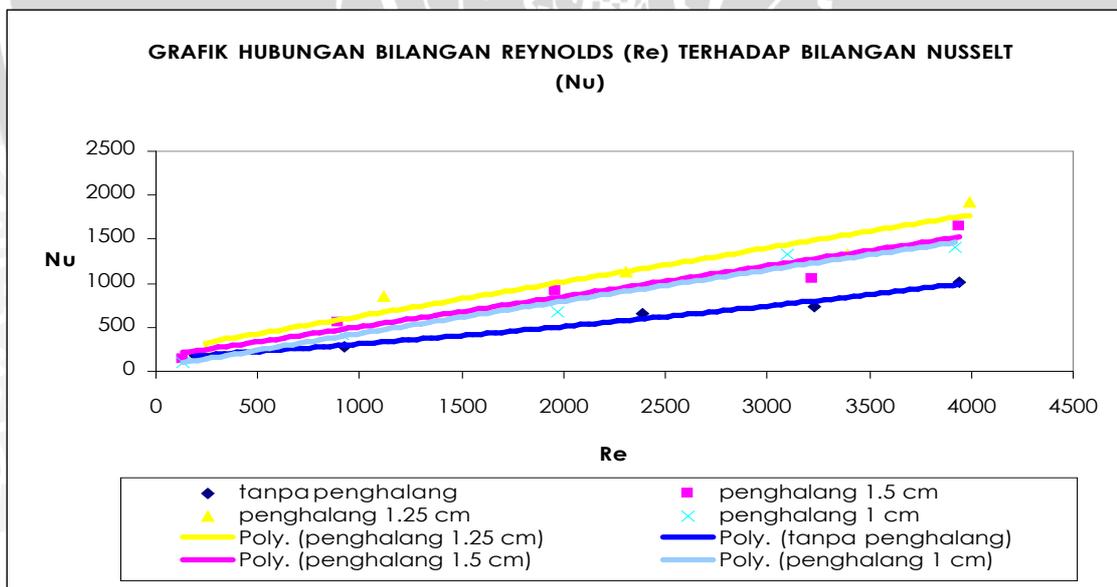
$$Re = \frac{\text{Gaya Inersia}}{\text{Gaya Viskos}} = \frac{V \cdot d}{\nu}$$

Dari rumusan tersebut dapat diketahui bahwa kecepatan (V) berbanding lurus dengan bilangan Reynolds jadi semakin besar kecepatan fluida yang melewati *Rectangular Duct* maka akan semakin besar bilangan Reynolds nya. Jika kita menganalisa untuk satu variasi bukaan katup yaitu 90° bilangan reynolds pada jarak penghalang 1,25 cm kecepatan fluida yang ada pada *Rectangular Duct* adalah 0,0276341 m/s, hal itu lebih besar dari kecepatan fluida pada jarak penghalang 1 cm yaitu sebesar 0,0269027 m/s dan 0,0271593 m/s pada jarak penghalang 1,5 cm. Dari kecepatan tersebut dapat dilihat

bahwa untuk jarak penghalang 1,25 cm mempunyai bilangan Reynolds terbesar, karena bilangan Reynolds dapat dikatakan sebagai suatu fungsi kecepatan. Pada penyusunan penghalang berbentuk zigzag (*staggered*) penyusunan jarak *transverse* maupun *longitudinal* mempunyai efek yang sangat besar terhadap distribusi kecepatan aliran fluidanya. Efek yang dapat ditimbulkan dari pola penyusunan penghalang secara zigzag (*staggered*) ini adalah timbulnya *Pressure Drop*, dimana kita ketahui bahwa *Pressure Drop* mempengaruhi kecepatan fluida yang ada.

Untuk aliran yang melewati sebuah rangkaian penghalang zigzag (*staggered*) kecepatan fluida pada baris kedua dipengaruhi oleh kecepatan fluida pada baris pertama dan baris ketiga dipengaruhi oleh kecepatan fluida pada baris pertama dan kedua. Dari hal tersebut dapat diketahui bahwa akselerasi fluida pada *tube banks* dipengaruhi oleh penyusunan penghalangnya, dalam hal ini jarak *transverse* maupun *longitudinal* nya harus mempunyai perbandingan yang pas. Perubahan yang signifikan pada penyusunan jarak penghalang *transverse* maupun *longitudinal* akan menyebabkan perubahan yang signifikan pada distribusi kecepatan fluidanya. Bilangan Reynolds akan naik jika jarak *transverse* semakin lebar dan jarak *longitudinal* semakin sempit.

4.2.3. Grafik hubungan bilangan reynolds (Re) terhadap bilangan Nusselt (Nu)



Gambar 4.3 : Grafik hubungan bilangan Reynolds (Re) terhadap bilangan Nusselt (Nu)

Gambar 4.3 diatas menunjukkan grafik hubungan bilangan Reynolds terhadap bilangan Nusselt dengan variasi jarak penghalang 1 cm; 1,25 cm; dan 1,5 cm dan tanpa penghalang pada *Rectangular Duct*. Dari grafik diatas dapat diketahui bahwa ada suatu

kecenderungan bahwa semakin tinggi bilangan Reynolds maka semakin tinggi pula bilangan Nusseltnya, dari grafik tersebut juga dapat dilihat bahwa jarak penghalang juga mempengaruhi besarnya nilai bilangan Reynolds dan juga bilangan Nusselt.

Bilangan reynolds tertinggi dicapai pada jarak penghalang 1,25 cm yaitu sebesar 3995,775 dan bilangan Nusselt tertinggi juga dicapai pada jarak penghalang 1,25 cm yaitu sebesar 1921,055. hal tersebut dapat dijelaskan sebagai berikut : bilangan Nusselt merupakan suatu bilangan tidak berdimensi yang didapat dari pengukuran eksperimental terdiri dari angka Reynold, Prandtl dan konstanta yang harganya tergantung pada bentuk geometri yang relevan. Juga merupakan parameter yang memberi ukuran panas konveksi. Untuk konveksi rata-rata, bilangan Nusselt dapat dinyatakan sebagai berikut :

$$\overline{Nu} = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^{1/3}$$

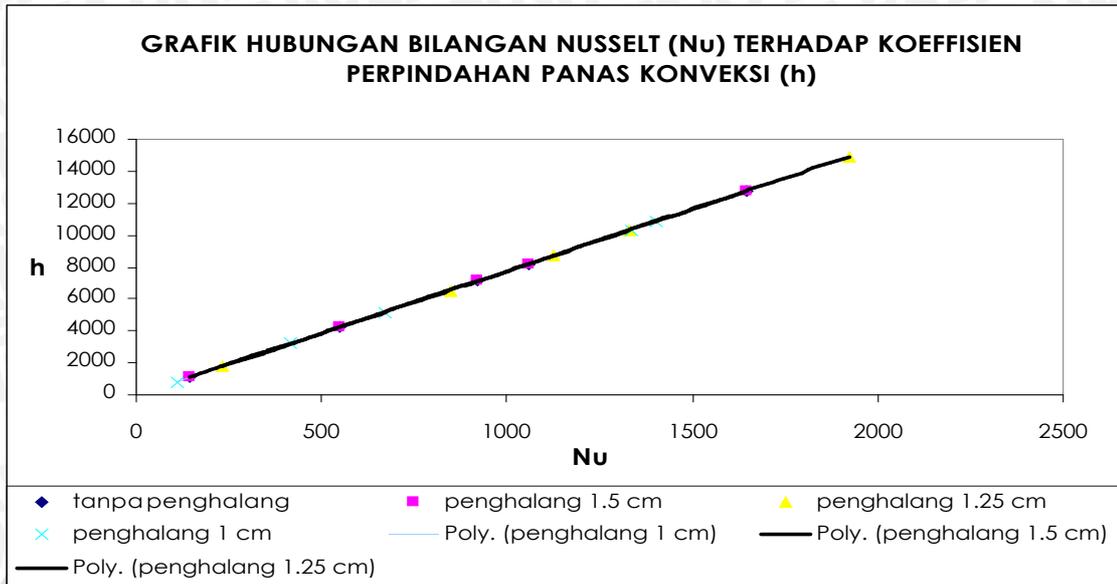
Sehingga bilangan Nusselt merupakan fungsi dari bilang Reynolds dan bilangan Prandlt

$$\overline{Nu} = f(Re, Pr)$$

Dari rumusan tersebut dapat dikatakan bahwa bilangan Reynolds berbanding lurus dengan bilangan Nusselt, jadi semakin tinggi bilangan Reynoldsnya maka semakin tinggi juga bilangan Nusseltnya, pada jarak penghalang 1,25 cm memiliki bilangan Reynolds terbesar yaitu 3995,775, hal itu dikarenakan kecepatan fluida yang mengalir pada jarak penghalang 1,25 cm memiliki kecepatan fluida terbesar, sehingga dimungkinkan bilangan Reynolds yang terjadi juga akan besar. Dari grafik diatas bilnagan nusselt terbesar juga terdapat pada jarak penghalang 1,25 cm hal itu dikarenakan bilangan reynolds terbesar juga dicapai pada jarak penghalang 1,25 cm.

Hal tersebut sesuai dengan rumusan $\overline{Nu} = f(Re, Pr)$.

4.2.4. Grafik hubungan bilangan Nusselt (Nu) terhadap koefisien perpindahan panas konveksi (h)



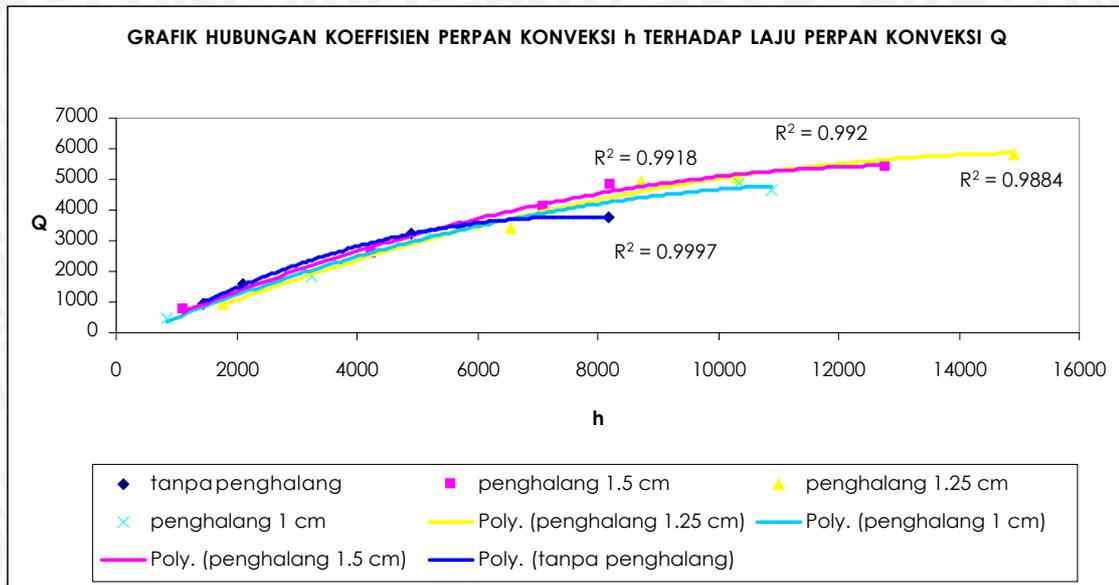
Gambar 4.4 : Grafik hubungan bilangan Nusselt (Nu) terhadap koefisien perpindahan panas konveksi (h)

Gambar 4.4 diatas menunjukkan grafik hubungan bilangan Nusselt (Nu) terhadap koefisien perpindahan panas konveksi (h) pada *Rectangular Duct*. Dari grafik tersebut dapat dilihat bahwa koefisien perpindahan panas konveksi akan meningkat dengan meningkatnya bilangan Nusseltnya. Koefisien perpindahan panas konveksi tertinggi dicapai pada bilangan Nusselt 1921,418 yaitu sebesar 14910,34 W/m² °C. Bilangan Nusselt tertinggi tersebut dicapai pada jarak penghalang 1,25 cm. Hal tersebut dapat dijelaskan sebagai berikut: koefisien perpindahan panas merupakan fungsi dari bilangan Nusselt hal tersebut dapat dilihat dari rumusan berikut ini :

$$\bar{h} = \frac{\overline{Nu} \cdot k_f}{Dh}$$

Dari rumusan diatas dapat dilihat, koefisien perpindahan panas konveksi berbanding lurus dengan bilangan Nusselt, jadi koefisien perpindahan panas konveksi akan meningkat sebanding dengan meningkatnya bilangan Nusseltnya. Koefisien perpindahan panas tertinggi yaitu 14910,34 W/m² °C d dicapai pada jarak penghalang 1,25 cm, hal tersebut dikarenakan bilangan Nusselt terbesar juga dicapai pada jarak penghalang 1,25 cm. Dari pembahasan sebelumnya dapat diketahui bahwa bilangan Nusselt merupakan fungsi dari bilangan Reynolds, dan bilangan Reynolds tertinggi dicapai pada jarak penghalang 1,25 cm.

4.2.5. Grafik hubungan koefisien perpindahan panas konveksi (h) terhadap perpindahan panas konveksi (Q)



Gambar 4.5 : Grafik hubungan koefisien perpindahan panas konveksi (h) terhadap perpindahan panas konveksi (Q)

Gambar 4.5 diatas menunjukkan grafik hubungan koefisien perpindahan panas konveksi (h) terhadap perpindahan panas konveksi pada *Rectangular Duct*. Dari grafik tersebut dapat dilihat bahwa ada kecenderungan perpindahan panas konveksi akan meningkat sebanding dengan meningkatnya koefisien perpindahan panas konveksi. Perpindahan panas konveksi tertinggi dicapai pada koefisien perpindahan panas konveksi 14910,34 W/m² °C yaitu sebesar 5837,913 Watt. Perpindahan panas konveksi tertinggi tersebut dicapai pada jarak penghalang 1,25 cm. Hal tersebut dapat dijelaskan sebagai berikut: perpindahan panas merupakan fungsi dari bilangan koefisien perpindahan panas konveksi, hal tersebut dapat dilihat dari rumusan berikut ini :

$$Q_{cv} = \bar{h}_1 \cdot A \cdot (T_A - T_1)$$

Dari rumusan diatas dapat dilihat, perpindahan panas konveksi berbanding lurus dengan koefisien perpindahan panas konveksi, jadi laju perpindahan panas konveksi akan meningkat sebanding dengan meningkatnya koefisien perpindahan panas konveksi. Laju perpindahan panas tertinggi yaitu 5837,913 Watt dicapai pada jarak penghalang 1,25 cm, hal tersebut dikarenakan koefisien perpindahan panas konveksi terbesar juga dicapai pada jarak penghalang 1,25 cm. Dari pembahasan sebelumnya dapat diketahui bahwa koefisien perpindahan panas konveksi merupakan fungsi dari bilangan Nusselt, dimana bilangan Nusselt terbesar dicapai pada jarak penghalang 1,25 cm.

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari analisis data dan pembahasan pengaruh pemasangan penghalang dengan variasi jarak penghalang dan bukaan katup pada *Rectangular Duct*, dapat diambil kesimpulan sebagai berikut: Pemasangan penghalang dengan menggunakan variasi jarak penghalang 1 cm; 1,25 cm dan 1,5 cm pada *Rectangular Duct* dapat meningkatkan laju perpindahan panas konveksi pada *Rectangular Duct*. Berdasarkan hasil penelitian diperoleh bahwa secara keseluruhan laju perpindahan panas konveksi pada *Rectangular Duct* paling optimal dihasilkan pada pemasangan penghalang berbentuk zigzag (staggered) pada jarak penghalang 1,25 cm.

5.2 Saran

Adapun saran yang penulis harapkan dari penelitian tentang pemasangan penghalang dengan variasi jarak penghalang (*transverse*) pada *Rectangular Duct* adalah sebagai berikut:

- 1 Dari penelitian ini bisa dilanjutkan untuk pemasangan penghalang dengan variasi jarak penghalang longitudinal (SL).
- 2 Dari penelitian ini bisa dilanjutkan untuk penelitian lebih lanjut mengenai besarnya pressure drop yang dihasilkan dari pemasangan penghalang dengan bentuk *transverse*.

DAFTAR PUSTAKA

- Adrian Bejan, 1993, *Heat Transfers*, John Willey & Sons, Singapore.
- Chang, S. W.dkk, 1999, An *Experimental Study of Heat Exchanger in Reciprocating Square Duct Fitted With Rib Skewed to The Flow*. Journal of Heat Transfer, vol 121, p 232 – 236.
- Fox, Robert W, dan Mc Donalds, Alan T, 1994, *Introduction to Fluid Mechanics*, John Willey & Sons, Singapore.
- Holman, J.P, 1986, Perpindahan Kalor, Trj. Djasifi E, Erlangga, Jakarta
- Incropera, Frank.P dan dewwit, Davis P, 1996, *Fundamental of Heat and Mass Transfer*, John Willey & Sons, Singapore.
- Kikuchi Y.dkk, 1993, *Combined Forced and Free Convection Arround Two In-Line Cylinders in Cross Flow*, Hiroshima University.
- Kreith, Frank, 1994, *Principles of Heat Transfer*, Fourth Edition, Harper and Row Publisher, New York.
- Tuft, D.B dan Branft, H, 1982, *Forced Convection Heat Transfer in a Spherical Annulus Heat Exchanger*, Journal of Heat Transfer, vol 104.p670-677.
- Wahyudi, Slamet. 2006. *Statistik Teknik*, Universitas Brawijaya, Malang.
- Young, T.J dan Vafai,K. 1999, *Experimental Numerical Investigation of Forced Convective Characteristic of Arrays of Channel Mounted Obstacles*