

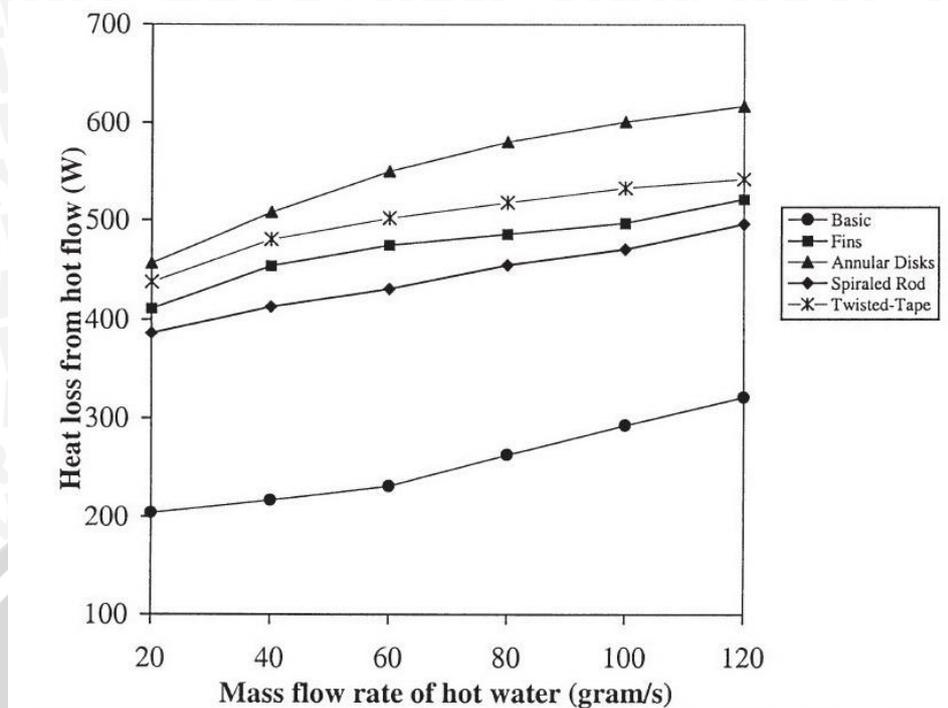
BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Penelitian Sebelumnya

Pemasangan *turbulator* pada *double tube heat exchanger* dapat mengganggu pola *streamline* dari fluida yang mengalir di saluran pipa dalam. Dengan kata lain akan mengalirkan aliran fluida mengikuti arah vektor pergerakan fluida sesuai dengan model *turbulator*. Akibatnya lintasan dan luasan bebas alir fluida dalam pipa berkurang sehingga akan meningkatkan kontak termal antara permukaan pipa dalam dengan fluida yang mengalir. Hal ini dikarenakan adanya rotasi fluida yang bersinggungan dengan *turbulator* sehingga olakan-olakan aliran fluida berpusar setelah melewati *static radial fin mixer*. Fluida yang berpusar ini akan memperbesar gradien temperatur, artinya ada pelepasan kalor yang besar ke sekitarnya akibat meningkatnya pergerakan partikel fluida (turbulensi) untuk mentransferkan energinya keluar atau memiliki koefisien mampu pindah kalor yang tinggi.

Pada penelitian sebelumnya Hosni (2003) melakukan penelitian dengan membandingkan empat jenis *turbulator* pada aliran berlawanan (*counter flow*) dengan diameter pipa dalam 14,35 mm, tebal 1,5 mm, diameter pipa luar 15,875 mm dan diameter luar pipa aliran dingin 40,13 mm berbahan PVC. *Turbulator* yang digunakan adalah *fin mixer* tanpa sudut, *spiraled rod*, *twisted strip* dan *angular disk*. Fluida dingin menggunakan air murni pada pipa luar dengan massa alir 10 g/s dan pada pipa dalam adalah air murni dengan massa alir 15 g/s. Temperatur masuk air dingin dijaga 20°C dan temperatur air panas dijaga 70°C. Dari hasil penelitian tersebut disimpulkan bahwa semakin besar massa alir fluida panas menyebabkan koefisien perpindahan panas akan semakin tinggi.



Gambar 2.1 Hubungan heat loss terhadap massa alir fluida

Sumber : Hosni I. Abu-Mulaweh (2003: 7)

Fahrudin (2009) melakukan penelitian tentang pengaruh variasi jarak *pitch helical turbulator* dan variasi debit fluida pendingin terhadap laju perpindahan kalor dan *pressure drop* pada *heat exchanger*. Dari hasil penelitian di dapat semakin rapat jarak *pitch helical turbulator* yang dipasang pada *heat exchanger*, maka akan meningkatkan laju perpindahan kalor dan *pressure drop*.

Seftian (2011) melakukan penelitian tentang pengaruh jarak peletakan *bend grid* terhadap laju perpindahan kalor dan penurunan tekanan pada *heat exchanger*. Pada hasil peneletian tersebut dikemukakan bahwa pada debit aliran fluida panas yang sama terdapat kecendrungan peningkatan laju perpindahan panas pada tiap-tiap variasi peletakan *bend grid*, hal ini disebabkan pemasangan peletakan *bend grid* yang bervariasi pada aliran fluida panas akan mengalami perubahan garis aliran.

2.2 Fluida

Fluida adalah suatu zat yang dapat berubah bentuk secara terus menerus akibat dari tegangan geser walaupun tegangan geser sekecil apapun. Fluida mempunyai partikel yang mudah bergerak dan memiliki tahanan yang sangat kecil sehingga dapat dengan mudah mengikuti bentuk ruangan atau tempat yang membatasi.

2.3 Analisa Aliran

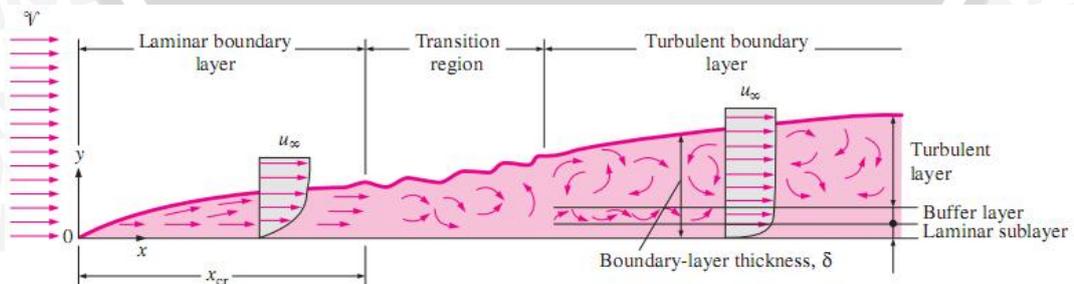
Tahanan terhadap perpindahan kalor dengan cara konveksi biasanya terutama ditentukan oleh suatu lapisan tipis fluida. Dalam hal ini efek viskos sangat penting peranannya. Kuantitas kalor yang dipindahkan sangat bergantung pada gerakan fluida di dalam lapisan batas (*boundary layer*), dan terutama ditentukan oleh tebalnya lapisan itu.

2.3.1 Aliran Laminer

Aliran laminer adalah aliran dimana partikel-partikel fluida yang mengalir mengikuti garis yang sangat sejajar satu sama lain. Aliran fluida yang bergerak dengan kondisi lapisan-lapisan membentuk garis-garis alir yang tidak berpotongan satu sama lain. Hal tersebut ditunjukkan oleh percobaan Osborne Reynold. Pada laju aliran rendah, aliran laminer tergambar sebagai filamen panjang yang mengalir sepanjang aliran. Aliran ini mempunyai bilangan Reynold lebih kecil dari 2300 (Fox, 1994 :36).

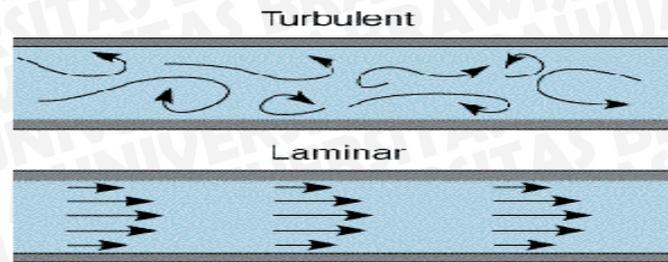
2.3.2 Aliran Turbulen

Aliran turbulen adalah aliran dimana 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. Untuk aliran turbulen, nilai bilangan Reynold adalah : $Re > 4000$ (Cengel, 1998: 422). Sebelum terjadi aliran turbulen, aliran akan mengalami proses transisi dari aliran laminer ke aliran turbulen. Untuk aliran *internal*, aliran transisi dari aliran laminer ke aliran turbulen terjadi pada bilangan Reynold antara 2300 – 4000. Proses transisi tersebut dapat dilihat pada gambar 2.2 di bawah ini.



Gambar 2.2 Proses berkembangnya aliran di atas plat (aliran *external*)

Sumber: Cengel, 1998: 239



Gambar 2.3 Perbedaan aliran turbulen dan Laminer

Sumber: <http://niketutadhi.wordpress.com/2011/02/28/aliran-laminer-dan-turbulen/>

Pada Gambar 2.3 terlihat bahwa molekul pada aliran turbulen tidak seragam atau acak dan pada aliran laminer terlihat seragam. Pada aliran yang telah sepenuhnya turbulen, mekanisme perpindahan kalor dan momentum melibatkan gumpalan-gumpalan makroskopik fluida yang bergerak secara acak di dalam aliran itu.

2.3.3 Vortex

Aliran *vortex* adalah pusaran yang merupakan efek dari aliran rotasional dimana viskositas berpengaruh di dalamnya dapat berupa aliran *free vortex* atau *forced vortex*. Gerakan partikel fluida yang berputar disebabkan oleh adanya perbedaan kecepatan antar lapisan-lapisan fluida yang bersebelahan sehingga menimbulkan gaya-gaya yang menyebabkan puntiran. Pada bilangan Reynold yang rendah *vortex* akan berbentuk seperti tapal kuda, semakin tinggi bilangan Reynold maka bentuknya akan semakin meruncing. *Vortex* dibagi menjadi dua yaitu *vortex* paksa dan *vortex* bebas. *Vortex* paksa mekanisme pembentukannya melibatkan energi dari luar, contoh-contoh *forced vortex* yaitu: silinder vertikal yang berisi fluida yang kemudian diputar terhadap poros pusatnya dengan kecepatan sudut yang konstan, fluida yang diaduk dalam wadah. Sedangkan *vortex* bebas terjadi akibat gerakan internalnya sendiri yaitu adanya aliran sekunder. Pusaran air pada sungai merupakan contoh dari *free vortex*.



Gambar 2.4 *Vortex* akibat adanya penghalang

Sumber: http://docs.engineeringtoolbox.com/documents/493/vortex_flowmeter.gif

Pada gambar 2.4 terlihat bahwa adanya bola yang menghalang di tengah pipa mengakibatkan *vortex* pada aliran setelah melewati bola atau penghalang tersebut.

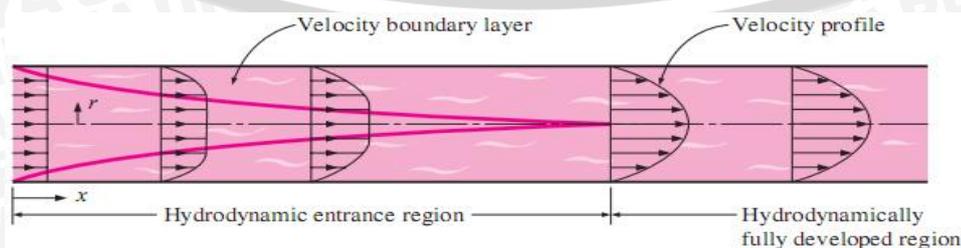
2.3.4 Lapisan Batas

Perhatikanlah sebagian lapisan batas turbulen pada gambar 2.2, lapisan yang sangat tipis dekat plat itu bersifat laminar, dan di sini aksi viskos dan perpindahan kalor berlangsung dalam keadaan seperti aliran laminar. Lebih jauh dari permukaan plat, yaitu pada jarak yang lebih besar, terdapat aksi turbulen, tetapi aksi viskos molekuler masih penting, daerah ini disebut lapisan *buffer*. lebih jauh lagi aliran ini menjadi sepenuhnya turbulen, dan mekanisme utama pertukaran kalor dan momentum melibatkan bongkah-bongkah makroskopik fluida bergerak ke mana-mana di dalam aliran itu. Terdapat dua lapisan batas yang mempengaruhi perpindahan kalor yaitu lapisan batas hidrolis dan termal.

2.3.4.1 Lapisan Batas Hidrolik

Prinsip dasar dari aliran lapisan batas dapat dipahami dengan memperhatikan aliran laminar di sepanjang plat rata, karena dalam hal ini gerakan fluida dapat divisualisasikan dengan mudah dan karena untuk ini terdapat penyelesaian pasti mengenai perilaku fluida itu. Lapisan batas hidrolik adalah lapisan suatu daerah dimana gaya-gaya viskos fluida berpengaruh pada kecepatan fluida. Bentuk profil kecepatan di dalam lapisan batas tergantung pada jenis alirannya. Sebagai contoh adalah saat suatu aliran melewati sebuah pelat datar yang ditempatkan dengan permukaannya sejajar terhadap aliran. Pada tepi depan plat, hanya partikel-partikel fluida yang langsung bersinggungan dengan permukaan tersebutlah yang menjadi lambat gerakannya. Sedangkan fluida selanjutnya akan terus bergerak dengan kecepatan aliran bebas (*free stream*) yang tidak terganggu di depan plat. Gaya-gaya geser menyebabkan semakin banyak fluida yang terhambat akibat majunya fluida sepanjang plat, dan tebal lapisan batas meningkat.

Kecepatan aliran fluida berubah dari kecepatan 0 pada permukaan pipa dan mencapai maksimum pada pusat pipa. Pertumbuhan lapisan batas serta profil-profil kecepatan dalam pipa ditunjukkan pada gambar 2.5 dibawah ini.



Gambar 2.5 Proses berkembangnya lapisan batas hidrolik

Sumber: Cengel, 1998: 376

Jika tebal lapisan batas hidrolis pada pipa sudah mencapai pusat pipa, maka aliran dalam pipa tersebut disebut aliran berkembang penuh (*fully developed flow*). Meningkatnya bilangan Reynold pada aliran laminar akan menyebabkan posisi terjadinya aliran yang telah berkembang penuh akan semakin jauh dari posisi masuknya fluida. Sedangkan untuk aliran turbulen, posisi terjadinya aliran berkembang penuh lebih pendek dibanding aliran laminar. Jika jarak antara masuknya aliran terhadap lokasi terjadi aliran berkembang penuh secara hidrolis (*hydrodynamic entrance region*) L_h , maka pada aliran laminar dan turbulen hubungan tersebut dapat dijelaskan sebagai berikut. (Cengel, 1998: 377).

$$L_h, \text{ laminar} \approx 0,065 \text{ Re } D$$

$$L_h, \text{ turbulen} \approx 10 D$$

(Cengel, 1998: 377) (2-1)

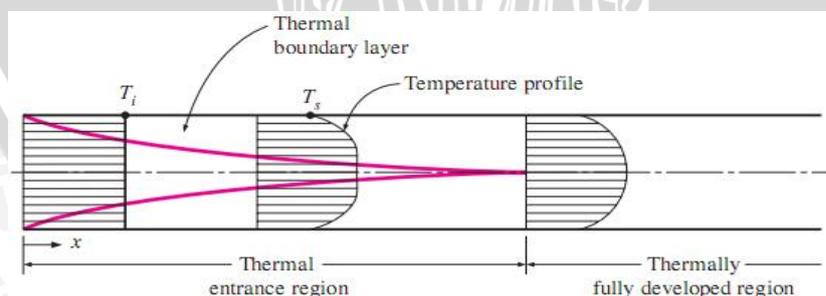
dengan:

D : diameter pipa (m)

Re : bilangan *Reynold*

2.3.4.2 Lapisan Batas Termal

Sebagaimana lapisan batas hidronamik (*hydrodynamic boundary layer*) mendefinisikan sebagai daerah aliran di mana gaya-gaya viskos dirasakan, lapisan batas termal didefinisikan sebagai daerah dimana terdapat gradien suhu dalam aliran. Gradien suhu adalah akibat proses pertukaran kalor antara fluida dan dinding.



Gambar 2.6 Proses berkembangnya lapisan batas *thermal*

Sumber: Cengel, 1998: 377

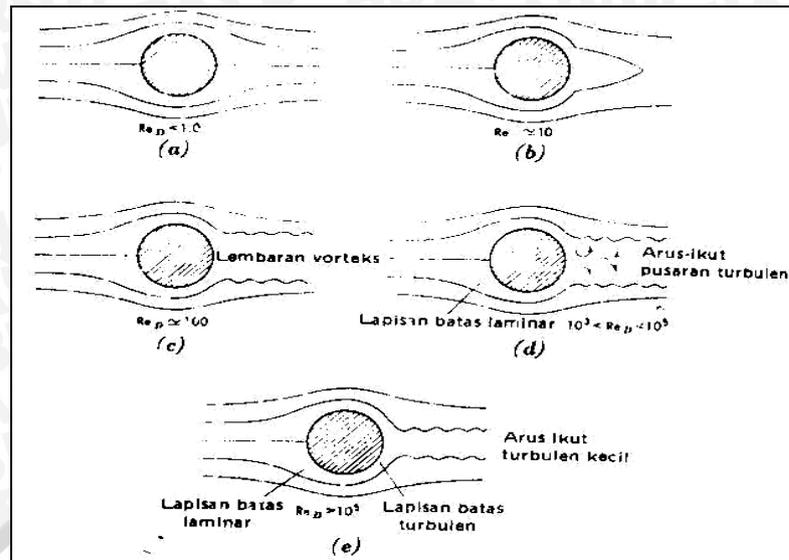
Seperti yang terlihat pada gambar 2.6, pada aliran turbulen lokasi terjadinya aliran berkembang penuh secara termal pada kecepatan sedang sampai tinggi jaraknya dari sisi masuk akan lebih pendek daripada aliran laminar. Karena pusaran yang terjadi

pada aliran turbulen menyebabkan panas cepat tercampur antara bagian tengah aliran dengan bagian yang bersinggungan dengan permukaan pipa sehingga batas beda temperatur akan lebih cepat bertemu dan profil termal yang terbentuk akan lebih tumpul. Gesekan fluida dengan permukaan pipa mempengaruhi profil kecepatan fluida melalui pipa. Pada daerah *hydrodynamically developed*, profil kecepatan akan konstan. Pendapat yang sama dapat diberikan untuk koefisien perpindahan kalor pada daerah *thermally developed*.

2.3.5 Aliran Melalui Silinder Penghalang

Fluida yang mengalir melintasi silinder penghalang mengakibatkan garis aliran fluida tersebut akan mengalami perubahan. Pola aliran di sekeliling silinder mengalami sederetan perubahan dikarenakan partikel-partikel fluida yang membentur titik terdepan dari silinder penghalang akan berhenti dan tekanan pada titik tersebut akan meningkat di atas aliran bebas (*free-stream*), begitu juga bilangan Reynold akan meningkat. Titik terdepan pada silinder penghalang 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.

Bilangan Reynold yang rendah melalui silinder penghalang maka pola aliran tersebut menjadi laminar, sedangkan bilangan Reynold yang tinggi maka pola aliran yang terjadi menjadi turbulen. Aliran fluida yang melewati silinder penghalang akan lebih mudah menjadi turbulen karena adanya peningkatan kecepatan pada sisi sempit. Selain itu juga disebabkan karena adanya perbedaan tekanan akibat adanya titik stagnasi pada sisi belakang silinder penghalang seperti terlihat pada gambar 2.7 di bawah ini:



Gambar 2.7 Garis-garis aliran melewati sebuah silinder
Sumber : Kreith, 1997: 462

2.3.6 Angka Prandtl (Pr)

Angka Prandtl merupakan parameter yang menghubungkan ketebalan relatif antara lapisan batas hidrodinamik dengan lapisan batas termal yaitu menyatakan perbandingan viskositas kinematik fluida terhadap difusivitas termal. Perbandingan kedua kuantitas tersebut menunjukkan besaran relatif antara difusi momentum dan difusi kalor dalam fluida, kedua laju difusi ini akan menentukan seberapa tebal lapisan batas termal pada suatu medan aliran fluida, sehingga angka Prandtl merupakan penghubung antara medan kecepatan dengan medan temperatur.

Jadi perbandingan kedua kuantitas tersebut menunjukkan besaran relatif antara difusi momentum dan difusi kalor dalam fluida. Tapi kedua laju difusi inilah sebetulnya yang menentukan berapa tebal lapisan batas termal pada suatu medan aliran tertentu. Jadi angka Prandtl merupakan penghubung antara medan kecepatan dan medan suhu dan dirumuskan sebagai berikut :

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu / \rho}{k / Cp \cdot \rho} = \frac{\mu \cdot Cp}{k} \quad (\text{Holman, 1991: 213}) \quad (2-2)$$

Dengan

α = difusivitas termal fluida (m^2/s)

k = konduktivitas termal fluida ($\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$)

Cp = panas spesifik tekanan konstan
($\text{J}/\text{kg}\cdot\text{K}$)

μ = viskositas dinamik fluida ($\text{kg}/\text{m}\cdot\text{s}$)

ν = viskositas kinematik (m^2/s)

2.3.7 Angka Reynold (Re)

Fluida yang mengalir memiliki suatu pola aliran. Pola aliran tersebut adalah pola laminar yang bergerak secara teratur dan pola turbulen yang bergerak tidak teratur dan acak. Proses perubahan dari aliran laminar ke aliran turbulen dipengaruhi oleh geometri, kekasaran, kecepatan, temperatur permukaan dan tipe fluida yang mengalir. Bilangan Reynold didefinisikan bilangan tak berdimensi yang menunjukkan perbandingan antara gaya inersia terhadap gaya viskos dari suatu fluida. Secara matematis besarnya angka Reynold dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$Re = \frac{V_{\infty} \delta}{\nu} \quad (\text{Cengel, 2001:759}) \quad (2-3)$$

V_{∞} = kecepatan aliran bebas (m/s)

δ = panjang karakteristik geometri (m)

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

μ = viskositas dinamik ($\text{kg}/\text{m}\cdot\text{s}$)

ρ = massa jenis (kg/m^3)

2.3.8 Angka Nusselt (Nu)

Angka Nusselt merupakan angka yang didapat dari pengukuran eksperimental, yang terdiri dari angka Reynold, Prandtl dan konstanta yang harganya tergantung pada geometri saluran dan sifat aliran. Angka Nusselt menunjukkan besar perpindahan kalor melalui proses konveksi terhadap besar perpindahan kalor melalui proses konduksi pada lapisan fluida yang sama. Jadi dengan kata lain dengan kondisi yang sama tapi karakteristik alat penukar kalor yang berbeda, perpindahan kalor konduksi bisa diasumsikan tetap sedangkan perpindahan kalor konveksi bisa berbeda sebanding dengan besarnya angka Nusselt. Berikut merupakan rumusan angka Nusselt:

$$\frac{\dot{Q}_{conv}}{\dot{Q}_{cond}} = \frac{h\Delta T}{k\Delta T / \delta} = \frac{h\delta}{k} = Nu \quad (\text{Cengel, 2003:336}) \quad (2-4)$$

Sehingga:

$$Nu = \frac{h\delta}{k} \quad (\text{Cengel, 2003:356}) \quad (2-5)$$

Dimana : h = koefisien perpindahan panas konveksi ($\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$)

k = konduktivitas termal fluida ($\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$)

δ = panjang karakteristik (m)

Hubungan antara angka Nuselt dengan angka Reynold dan angka Prandlt adalah sebagai berikut :

Untuk aliran dalam pipa adalah sebagai berikut :

- Aliran laminar

$$Nu = 1,86 \left(\frac{Re Pr D}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad (Pr > 0,5) \quad (\text{Cengel, 2003:437}) \quad (2-6)$$

Dengan : D : diameter pipa (m)

L : panjang pipa (m)

μ_s : viskositas dinamik fluida pada temperatur permukaan (kg.m/s)

μ_b : viskositas dinamik fluida pada temperatur *bulk* (kg.m/s)

- Aliran turbulen

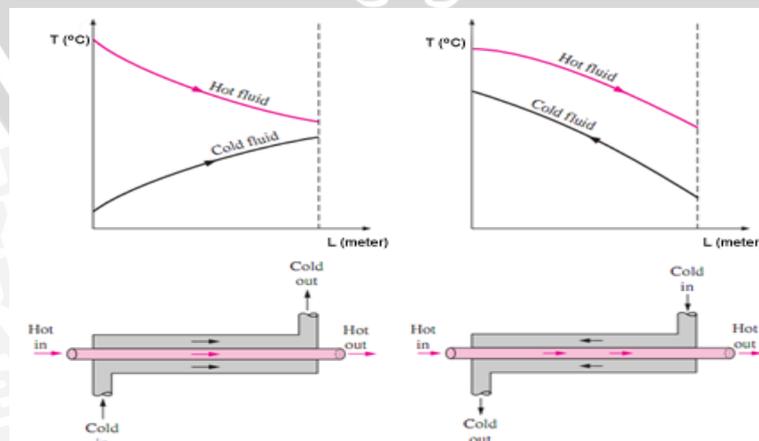
$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^n \quad (0,7 \leq Pr \leq 160) \quad (\text{Cengel, 2003:441}) \quad (2-7)$$

n = 0,4 untuk pemanasan dan n = 0,3 untuk pendinginan

Dari rumus diatas dapat dilihat bahwa semakin besar angka Reynold maka angka Nuselt akan semakin besar pula. Dan angka Reynold yang besar dimiliki oleh aliran yang turbulen.

2.4 Heat Exchanger

Heat exchanger adalah peralatan yang digunakan untuk memindahkan energi termal dari satu fluida ke fluida yang lain. Aplikasi dari *Heat Exchanger* ini sangat luas antara lain untuk sistem pendinginan di industri, pembangkit tenaga listrik. Dalam penukar kalor yang paling sederhana, fluida panas dan fluida dingin bercampur langsung. Dalam kebanyakan penukar kalor yang kedua, fluida itu terpisah oleh suatu dinding.



Gambar 2.8 Jenis aliran pada *heat exchanger* (a) *parallel flow* dan (b) *counter flow*
Sumber : Cengel, 1998: 570

2.4.1 Peningkatan Kerja *Heat Exchanger*

Peningkatan kinerja dari *heat exchanger* berarti memindahkan kinerja lebih besar atau melakukan pertukaran temperatur antar fluida yang lebih cepat. Salah satunya dengan peningkatan kalor menyeluruh, *overall heat transfer coefficient* (U), karena U ini sangat berhubungan dengan luasan area perpindahan kalor A , laju perpindahan kalor q , dan perbedaan temperatur ΔT .

$$q = U \cdot A \cdot \Delta T_{lmd} \quad (\text{cengel,2003:680}) \quad (2-8)$$

Dimana:

q = Laju perpindahan kalor (Watt)

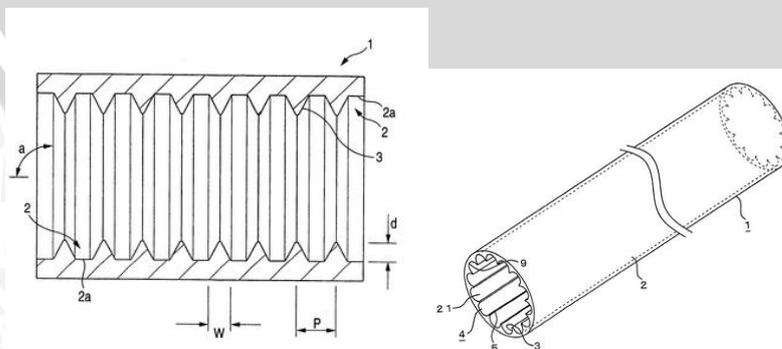
U = Koefisien perpindahan kalor menyeluruh ($\text{Watt/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$)

ΔT_{lmd} = *Log mean temperature difference* ($^\circ\text{C}$)

Dengan adanya pengembangan pada *heat exchanger* akan meningkatkan efisiensi perpindahan kalor dengan menurunnya kebutuhan daya pompa dan atau mengurangi ukuran serta bahan dari *heat exchanger*. Pengembangan pipa-pipa *heat exchanger* dibagi kedalam teknik aktif dan pasif. Pengembangan teknik aktif membutuhkan energi luar untuk mengalirkan dan mengkondisikan fluidanya sedangkan teknik pasif tidak. Dengan adanya perlakuan pada pipa ini diharapkan dapat meningkatkan turbulensi fluida yang memeberikan dampak laju perpindahan kalor juga meningkat pada operasional daya pompa yang sama. Berikut ini merupakan contoh-contoh pengembangan teknik pasif *double tube heat exchanger*.

1. Dengan memberi kekasaran permukaan (beralur) pada pipa.

Pada gambar 2.9 di bawah ini terlihat profil pipa yang beralur dengan tujuan agar fluida yang mengalir di dalam pipa menjadi turbulen sehingga dapat meningkatkan laju perpindahan kalor.

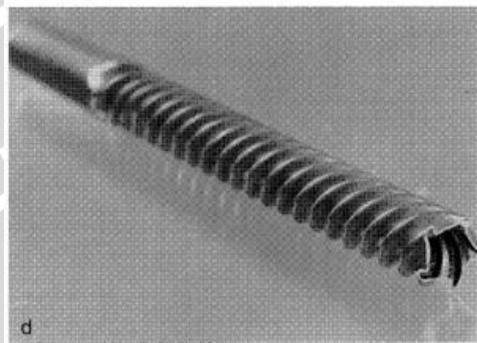


Gambar 2.9 Profil pipa beralur

Sumber: <http://www.freepatentsonline.com/6662860.html>

2. Dengan penambahan sirip-sirip pada luar pipa (*external fin*)

Menambakan sirip-sirip pada pipa di bagian luar seperti tampak pada gambar 2.10 dengan tujuan untuk membuat aliran fluida dingin menjadi turbulen sehingga transfer panas silih berganti tidak hanya terjadi pada fluida yang dekat dengan dinding pipa tetapi fluida di bagian tengah pun bisa menyerap panas dikarenakan aliran yang turbulen.

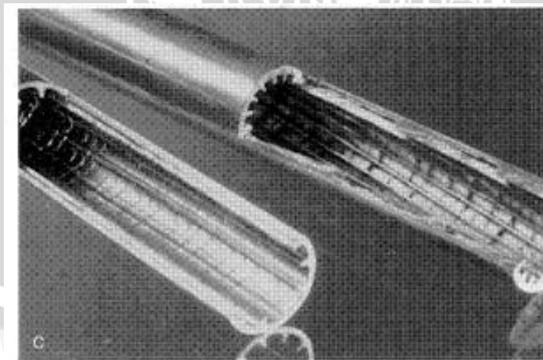


Gambar 2.10 Tipe *external fin*

Sumber: <http://www.thermopedia.com/content/574/>

3. Dengan penambahan sirip-sirip dalam pipa (*internal fin*)

Sama halnya pada *external fin*, pada *internal fin* seperti tampak pada gambar 2.11 juga berguna untuk membuat aliran menjadi turbulen, namun pada *internal fin* ini aliran fluida panas yang dijadikan turbulen.



Gambar 2.11 Tipe *internal fin*

Sumber: Sumber: <http://www.thermopedia.com/content/574/>

4. Dengan menambahkan sekat-sekat ruangan (*baffles*)

Penambahan sekat seperti tampak pada gambar 2.12 akan menjadikan fluida mengalir secara acak dan mengalami olakan-olakan sehingga transfer panas akan semakin merata. Namun dengan ditambahkannya sekat maka *pressure drop* pun akan meningkat.

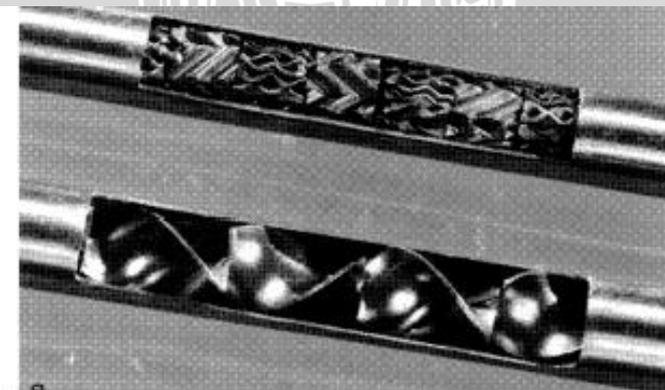


Gambar 2.12 *Baffles pipe heat exchanger*

Sumber: http://alternative-heatinfo.com/Outdoor_Corn_Boiler_Heat_Exchangers.html

5. Dengan penambahan turbulator (*tube insert*)

Efek dari adanya *turbulator* pada *heat exchanger* itu sendiri adalah mempengaruhi perbedaan kecepatan antar lapisan fluida sehingga menimbulkan *vortex* dalam aliran, dengan timbulnya *vortex* yang ada akan mempengaruhi nilai dari bilangan Reynold (Re) sehingga meningkatkan *heat transfer coefficient*. Pada gambar 2.13 merupakan salah satu contoh dari *turbulator*.



Gambar 2.13 *Static mixer insert turbulator*

Sumber: : <http://www.thermopedia.com/content/574/>

2.4.2 Proses Perpindahan Kalor Dalam *Double Tube Heat Exchanger*

Perpindahan kalor dapat didefinisikan sebagai suatu proses berpindahnya suatu energi (kalor) dari satu daerah ke daerah lain akibat adanya perbedaan suhu pada daerah tersebut. Secara umum perpindahan kalor dalam *double tube heat exchanger* terdiri dari perpindahan kalor secara konduksi (menitikberatkan pada pipa) dan perpindahan kalor secara konveksi (antar fluida dengan pipa).

2.4.3 Koefisien Perpindahan Kalor Menyeluruh (U)

Dua fluida mengalir di dalam pipa – pipa *double heat exchanger* dengan fluida panas mengalir pada *inner tube* sedangkan fluida dingin mengalir di dalam *outer tube*, terjadi transfer panas antara dua fluida yang dipisahkan oleh dinding pipa sehingga bisa diketahui koefisien perpindahan kalor menyeluruh dengan rumusan berikut:

$$U_o = \frac{1}{\frac{A_o}{h_i A_i} + \frac{A_o \ln(r_o / r_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o}} \quad (\text{Holman, 1984:482}) \quad (2-9)$$

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{A_i \ln(r_o / r_i)}{2\pi k L} + \frac{A_i}{A_o h_o}}$$

Dimana :

U = Koefisien perpindahan kalor menyeluruh r = jari-jari pipa (m)

(Watt/m² °C)

h = Koefisien perpindahan kalor konveksi L = Panjang pipa (m)

(Watt/m² °C)

k = Konduktivitas termal bahan (W/m °C) i = Pipa dalam di bagian dalam

A = Luas permukaan pipa (m²) o = Pipa dalam di bagian luar

2.4.4 LMTD (*Log Mean Temperature Difference*)

LMTD adalah beda temperatur rata-rata di sepanjang pipa. Pada kasus *heat exchanger* dengan arah aliran *counter flow* kita bayangkan bahwa perbedaan suhu antar fluida panas dan fluida dingin sangat besar pada sisi masuk dan berkurang secara eksponensial menuju sisi keluar. Suhu pada fluida panas akan berkurang dan suhu pada fluida dingin akan naik. Namun sepanjang apapun *heat exchanger*, suhu pada fluida dingin tidak akan pernah melebihi suhu fluida panas. Persamaan dapat di lihat di bawah ini.

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)}$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{h,in} - T_{c,out}) - (T_{h,out} - T_{c,in})}{\ln \left(\frac{T_{h,in} - T_{c,out}}{T_{h,out} - T_{c,in}} \right)} \quad (\text{Cengel, 1998: 683}) \quad (2-10)$$

Dengan :

ΔT_{lm} = Log mean temperature difference $T_{h,in}$ = Temperatur fluida panas masuk ($^{\circ}\text{C}$)

$T_{c,in}$ = Temperatur fluida dingin masuk ($^{\circ}\text{C}$) $T_{h,out}$ = Temperatur fluida panas keluar ($^{\circ}\text{C}$)

$T_{c,out}$ = Temperatur fluida dingin keluar ($^{\circ}\text{C}$)

Sehingga Laju perpindahan kalor :

$$q = U \cdot A_s \Delta T_{lm} \quad (\text{Cengel, 1998: 681}) \quad (2-11)$$

Dimana :

q = Laju perpindahan kalor (Watt)

U = Koefisien perpindahan kalor menyeluruh ($\text{Watt/m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$)

ΔT_{lm} = Log mean temperature difference ($^{\circ}\text{C}$)

2.4.5 Efektivitas *Heat Exchanger*

Perhitungan efektivitas *heat exchanger* memberikan beberapa keuntungan untuk membandingkan berbagai jenis *heat exchanger* guna memilih jenis yang terbaik untuk melaksanakan suatu fungsi pemindahan kalor. Efektivitas penukar kalor (*heat exchanger effectiveness*) dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$\text{Efektivitas} = \varepsilon = \frac{\text{perpindahan kalor nyata}}{\text{perpindahan kalor maksimum yang mungkin}} \quad \dots(\text{Holman, 1991:498}) \quad (2-12)$$

Perpindahan kalor sebenarnya (*actual*) dapat dihitung dari energi yang dilepaskan oleh fluida panas atau energi yang diterima oleh fluida dingin. Secara matematis dapat dituliskan perpindahan panas sebenarnya untuk *counter flow heat exchanger* adalah :

$$q_{actual} = \dot{m}_h \cdot c_h \cdot (T_{h1} - T_{h2}) = \dot{m}_c \cdot c_c \cdot (T_{c1} - T_{c2}) \quad (\text{Holman, 1991 :499}) \quad (2-13)$$

Dimana :

q_{actual} = perpindahan kalor nyata (W)

\dot{m}_h = laju massa fluida panas (kg/dtk)

\dot{m}_c = laju massa fluida dingin (kg/dtk)

c_h dan c_c = panas spesifik fluida panas dan dingin ($\text{J/kg.}^{\circ}\text{C}$)

T_{c1} dan T_{c2} = temperatur untuk fluida dingin masuk dan keluar ($^{\circ}\text{C}$)

T_{h1} dan T_{h2} = temperatur untuk fluida panas masuk dan keluar ($^{\circ}\text{C}$)

Perpindahan kalor maksimum dari *heat exchanger* diperoleh dari energi yang dilepas oleh fluida yang memiliki suhu panas sama dengan energi yang diserap fluida yang bersuhu dingin. Beda suhu maksimum pada *heat exchanger* adalah selisih antara suhu masuk fluida panas dan fluida dingin, maka fluida yang memiliki beda suhu maksimum adalah fluida yang memiliki nilai $m.c$ minimum yaitu pada sisi masuk. Sehingga rumusan perpindahan kalor maksimum dapat dituliskan sebagai berikut:

$$q_{maks} = (\dot{m}.c)_{\min} \cdot (T_{h\text{masuk}} - T_{c\text{masuk}}) \quad (\text{Holman, 1991 :499}) \quad (2-14)$$

Sehingga dari kedua persamaan (2-4) dan (2-5) dapat dirumuskan efektifitas penukar kalor secara matematis sebagai berikut :

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_h \cdot c_h \cdot (T_{h1} - T_{h2})}{(\dot{m}.c)_{\min} \cdot (T_{h\text{masuk}} - T_{c\text{masuk}})} \quad (2-15)$$

Jumlah satuan perpindahan kalor (*number of transfer unit* – NTU) merupakan tolak ukur perpindahan kalor pada *heat exchanger* tersebut. Semakin besar harga NTU, maka *heat exchanger* tersebut semakin mendekati batas termodinamikanya. NTU dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$NTU = \frac{U.A}{(\dot{m}.c)_{\min}} \quad (\text{Holman, 1991:501}) \quad (2-16)$$

Untuk hubungan antara NTU dan efektifitas (ε), dapat dilihat pada persamaan di bawah ini:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1-C)]}{1 - C \exp[-NTU(1-C)]} \quad (\text{Holman, 1991:501}) \quad (2-17)$$

Dimana :

$$C = \frac{(\dot{m}.c)_{\min}}{(\dot{m}.c)_{\max}}$$

2.5 Kalor

Kalor adalah bentuk dari energi yang dipindahkan dari satu sistem ke sistem lainnya karena perbedaan temperatur (Cengel, 1998: 4). Secara umum untuk mendeteksi adanya kalor yang dimiliki oleh suatu benda yaitu dengan mengukur suhu benda

tersebut. Jika suhunya tinggi maka kalor yang dikandung oleh benda sangat besar, begitu juga sebaliknya jika suhunya rendah maka kalor yang dikandung sedikit. Besar kecilnya kalor yang dibutuhkan suatu benda (zat) bergantung pada 3 faktor yaitu:

1. massa zat
2. jenis zat (kalor jenis)
3. perubahan suhu

Besarnya laju energi kalor pada sistem tersebut dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$q = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_1 - T_2) \quad (\text{Cengel, 1998: 17}) \quad (2-18)$$

Dimana : q = laju energi kalor (Watt)

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

C_p = Kalor spesifik pada tekanan konstan (J/kg.K)

T_1 = Temperatur saluran masuk (K)

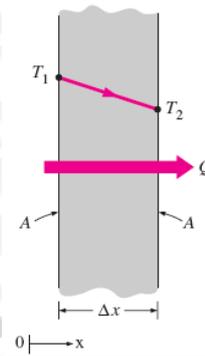
T_2 = Temperatur saluran keluar (K)

2.5.1 Perpindahan Kalor

Perpindahan kalor dapat berpindah melalui tiga macam cara, yaitu konduksi, konveksi dan radiasi. Semua cara perpindahan kalor membutuhkan perbedaan temperatur dari temperatur tinggi ke temperatur rendah. Dalam penelitian ini, perpindahan panas hanya terjadi melalui proses konduksi dan konveksi.

2.5.1.1 Konduksi

Konduksi adalah transfer energi dari partikel yang memiliki tingkat energi tinggi ke partikel yang memiliki tingkat energi rendah sebagai hasil dari interaksi antar partikel (Cengel, 1998: 20). Seperti yang ditunjukkan gambar 2.14, bahwa perbandingan kalor secara konduksi yang diteruskan ke bidang adalah sebanding dengan perbedaan temperatur dan area perpindahan kalor tetapi berbanding terbalik dengan ketebalan bidang. (Cengel, 1998: 21). Sebagai contoh pada kaleng minuman dingin pada ruangan yang hangat, alhasil perpindahan kalor dari ruangan akan berpindah ke minuman melalui bahan dari aluminium kaleng tersebut, ini contoh perpindahan kalor secara konduksi.



Gambar 2.14 Perpindahan kalor konduksi melalui permukaan dinding lebar dengan ketebalan Δx dan luas penampang A
 Sumber: Cengel, 1998: 21

$$q_{cond} = -kA \frac{dT}{dx} \quad \text{(Cengel, 1998: 21) (2-19)}$$

dengan:

q_{cond} = Laju perpindahan kalor konduksi (Watt)

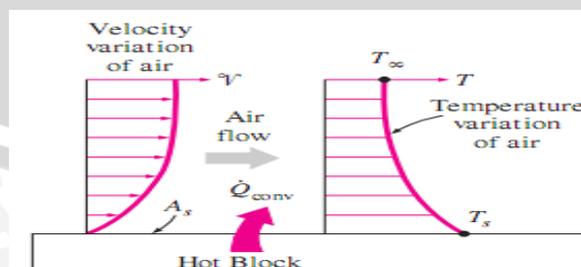
k = Konduktivitas termal material (Watt/m°C)

A = Luas permukaan perpindahan kalor (m²)

$\frac{dT}{dx}$ = Gradien suhu ke arah perpindahan kalor (°C/m)

2.5.1.2 Konveksi

Konveksi adalah proses perpindahan kalor dari satu fluida ke fluida lainnya karena pergerakan fluida itu sendiri. Bilamana benda padat bersentuhan dengan fluida bergerak yang mempunyai suhu yang berbeda dari suhu benda itu, maka fluida itu akan membawa energi keluar dari benda itu dengan cara konveksi. Semakin cepat gerakan fluida, semakin besar pula perpindahan kalor konveksi.



Gambar 2.15 Perpindahan panas dari permukaan panas ke udara secara konveksi
 Sumber: Cengel, 1998: 29

$$q_{conv} = hA_s (T_s - T_\infty) \quad \text{(Cengel, 1998: 29) (2-20)}$$

dengan:

q_{conv} = Laju perpindahan kalor konveksi (Watt)

h = Koefisien perpindahan kalor konveksi (Watt/m² °C)

A_s = Luas permukaan dimana konveksi sedang terjadi (m²)

T_s = Temperatur permukaan (°C)

T_∞ = Temperatur fluida yang cukup jauh dari permukaan (°C)

2.6 Penurunan Tekanan (*Pressure Drop*)

Penurunan tekanan selama fluida mengalir dalam pipa sangatlah mempengaruhi kerja pompa. Penurunan tekanan akan menyebabkan semakin tinggi daya yang diperlukan pompa untuk mengalirkan fluida. Penurunan tekanan terjadi diakibatkan kerugian yang terjadi pada aliran. Kerugian aliran dibagi menjadi dua yaitu *major* dan *minor losses*. *Major losses* disebabkan karena adanya factor gesekan yang dimiliki oleh dinding di sepanjang aliran sedangkan *minor losses* disebabkan oleh instalasi saluran seperti sambungan, katup, dll. Penurunan tekanan yang terjadi pada *heat exchanger* dapat dirumuskan:

$$\Delta P = f \frac{L \cdot \rho \cdot V^2}{D \cdot 2g} \quad (\text{Cengel, 1998: 375}) \quad (2-21)$$

Major losses yang dirumuskan dibawah ini :

$$h_{ma} = f \frac{L \cdot V^2}{D \cdot 2g} \quad (\text{Fox, 1994: 362}) \quad (2-22)$$

Minor losses yang dirumuskan dibawah ini :

$$h_{mi} = K \frac{V^2}{2g} \quad (\text{Fox, 1994: 362}) \quad (2-23)$$

Dengan :

ΔP = penurunan tekanan (N/m²)

D = diameter (m)

f = faktor gesekan

h_{mi} = *minor losses* (m)

ρ = massa jenis fluida (kg/m³)

h_{ma} = *major losses* (m)

V = kecepatan (m/s)

K = koefisien *losses*

L = panjang pipa (m)

g = percepatan gravitasi (m/s²)

2.7 *Static Radial Fin Mixer*

Turbulator atau penghalang pada alat penukar kalor seperti contohnya *turbulator* jenis alur (*internal fin*) merupakan teknik pengembangan pasif *heat exchanger*. *Turbulator* mempunyai fungsi sebagai penghalang yang mengakibatkan meningkatnya turbulensi dan juga mengubah arah gerakan fluida menjadi acak. Gerakan acak itu lah yang menyebabkan terjadinya *vortex*.

Pada penelitian yang akan dilakukan, modifikasi yang dilakukan adalah dengan pemasangan *static radial fin mixer* pada pipa. *Static radial fin mixer* adalah salah satu *turbulator* yang dapat mengakibatkan gerakan molekul fluida akan semakin acak setelah melewatinya. Dengan adanya *static radial fin mixer* ini diharapkan akan membuat aliran fluida menjadi berubah (gerak acak) sehingga membuat pusaran (*vortex*) pada aliran yang pada akhirnya akan meningkatkan laju perpindahan kalor.

2.8 Hipotesis

Semakin jauh jarak peletakan *static radial fin mixer* pada *counter flow heat exchanger*, maka aliran akan semakin turbulen sehingga menyebabkan angka Reynold meningkat dan angka Nusselt pun bertambah besar, hal ini mengakibatkan peningkatan koefisien perpindahan kalor, begitu juga nilai *pressure drop* akan semakin meningkat.