

**PENGARUH VARIASI DIAMETER SILINDER
DAN KECEPATAN ALIRAN FLUIDA
TERHADAP KOEFISIEN PERPINDAHAN PANAS KONVEKSI
PADA SILINDER BERPUTAR**

SKRIPSI

Konsentrasi Teknik Konversi Energi

Diajukan untuk memenuhi sebagian persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik



LIANTO

NIM. 0310623048

**DEPARTEMEN PENDIDIKAN NASIONAL
UNIVERSITAS BRAWIJAYA**

FAKULTAS TEKNIK

TEKNIK MESIN

MALANG

2007

**PENGARUH VARIASI DIAMETER SILINDER
DAN KECEPATAN ALIRAN FLUIDA
TERHADAP KOEFISIEN PERPINDAHAN PANAS KONVEKSI
PADA SILINDER BERPUTAR**

SKRIPSI

Diajukan untuk memenuhi sebagian persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik



Disusun oleh:

LIANTO

NIM. 0310623048

Telah Diperiksa dan Disetujui oleh:

Dosen Pembimbing I

Dosen Pembimbing II

Prof. Ir. Sudjito, Ph.D

NIP. 130 809 065

Mega Nur Sasongko, ST., MT

NIP. 132 283 660

**PENGARUH VARIASI DIAMETER SILINDER
DAN KECEPATAN ALIRAN FLUIDA
TERHADAP KOEFISIEN PERPINDAHAN PANAS KONVEKSI
PADA SILINDER BERPUTAR**

Disusun oleh:

LIANTO

0310623048

Skripsi ini telah diuji dan dinyatakan lulus pada tanggal 14 Juni 2007

Dosen Penguji

Skripsi 1

Skripsi 2

Ir.Handono Sasmito M.Eng.Sc

NIP. 130 818 811

Ir. I Made Gunadiarta, MT

NIP. 130 604 495

Komprehensif

Ir. Saifuddin Baedowie

NIP. 130 350 753

Mengetahui:

Ketua Jurusan Teknik Mesin

Dr.Slamet Wahyudi,ST.,MT.

NIP. 132 159 708

KATA PENGANTAR

Puji syukur saya panjatkan kepada Tuhan Yang Maha Esa yang telah memberikan kesempatan kepada saya untuk menulis skripsi ini dengan baik.

Penulisan skripsi ini merupakan salah satu syarat yang harus ditempuh oleh mahasiswa jurusan Teknik Mesin Universitas Brawijaya untuk mendapatkan gelar Sarjana Teknik. Selain itu penulisan skripsi ini akan dapat melatih mahasiswa untuk memahami, menganalisa, dan menyelesaikan masalah yang nantinya mungkin dapat dijumpai di dunia kerja.

Dalam kesempatan ini, saya mengucapkan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Bapak Dr.Slamet Wahyudi,ST.,MT. selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin
2. Bapak Ir.Tjuk Oerbandono, Msc.CSE selaku Sekretaris Jurusan Teknik Mesin
3. Bapak Prof. Ir. Sudjito, Ph.D selaku pembimbing 1 skripsi dan Bapak Mega Nur Sasongko, ST., MT. selaku pembimbing 2 skripsi
4. Saudara saya atas doanya dan segala bantuan baik moril dan materiil.
5. Teman-teman yang telah membantu penulisan skripsi ini yang tidak mungkin disebutkan satu-persatu.

Penulis sadar bahwa skripsi ini masih banyak kekurangan dan jauh dari kesempurnaan, untuk itu penulis mengharapkan kritik dan saran yang membangun. Semoga skripsi ini berguna bagi penulis khususnya dan bagi para pembaca pada umumnya.

Malang, 1 Juni 2007

Penulis

DAFTAR ISI

| | |
|--|------|
| LEMBAR PENGESAHAN | i |
| KATA PENGANTAR | iii |
| DAFTAR ISI | iv |
| DAFTAR GAMBAR DAN GRAFIK | vii |
| DAFTAR LAMPIRAN | viii |
| RINGKASAN | ix |
| | |
| BAB I PENDAHULUAN | |
| 1.1 Latar Belakang | 1 |
| 1.2 Rumusan Masalah | 2 |
| 1.3 Batasan Masalah | 2 |
| 1.4 Tujuan Penelitian | 3 |
| 1.5 Manfaat Penelitian | 3 |
| 1.6 Sistematika Penulisan | 3 |
| | |
| BAB II TINJAUAN PUSTAKA | |
| 2.1 Penelitian – Penelitian Sebelumnya | 5 |
| 2.2 Dasar – dasar Tentang Fluida | 5 |
| 2.2.1 Definisi dan Sifat – sifat Fluida | 5 |
| 2.2.2 Aliran Laminer dan Turbulen | 7 |
| 2.2.2.1 Aliran Laminer | 7 |
| 2.2.2.2 Aliran Turbulen | 7 |
| 2.2.3 Dasar – dasar Lapisan Batas | 9 |
| 2.2.4 Bilangan <i>Reynold</i> | 11 |
| 2.2.5 Persamaan Bernoulli | 12 |
| 2.2.6 Pola Aliran Fluida yang Dipengaruhi Putaran Silinder | 13 |
| 2.3 Perpindahan Panas Dasar | 15 |
| 2.3.1 Perpindahan Panas Konduksi | 15 |
| 2.3.2 Perpindahan Panas Konveksi | 17 |

| | |
|---|----|
| 2.3.2.1 Bilangan <i>Nusselt</i> | 21 |
| 2.3.2.2 Penentuan Harga Koefisien Perpindahan Panas Konveksi | 22 |
| 2.4 Perpindahan Kalor Pada Silinder Berputar | 24 |
| 2.5 Analogi Perpindahan Kalor dan Perpindahan Massa | 25 |
| 2.6 Hipotesis | 30 |

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

| | |
|--|----|
| 3.1 Metode Penelitian | 31 |
| 3.2 Variabel Penelitian | 31 |
| 3.3 Diagram Instalasi Penelitian | 32 |
| 3.3.1 Alat – alat yang Digunakan | 32 |
| 3.3.2 Geometri Spesimen dan Instalasi Penelitian | 36 |
| 3.4 Prosedur Pengambilan Data | 37 |
| 3.5 Prosedur Analisis Data | 39 |
| 3.6 Diagram Alir Proses Penelitian | 41 |

BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

| | |
|---|----|
| 4.1 Analisis Data | 42 |
| 4.1.1 Data Hasil Penelitian | 42 |
| 4.1.2 Pengolahan Data | 42 |
| 4.1.2.1 Perhitungan Koefisien Perpindahan Massa (hm) | 42 |
| 4.1.2.2 Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas (h) | 45 |
| 4.1.2.3 Perhitungan Bilangan <i>Nusselt</i> (Nu) dan Bilangan <i>Reynold</i> (Re) | 46 |
| 4.2 Grafik dan pembahasannya | 49 |
| 4.2.1 Grafik Hubungan Kecepatan Aliran Fluida (V) Terhadap Koefisien Perpindahan Massa (hm) dan Koefisien Perpindahan Panas Konveksi (h) Dengan Variasi Diameter | 49 |

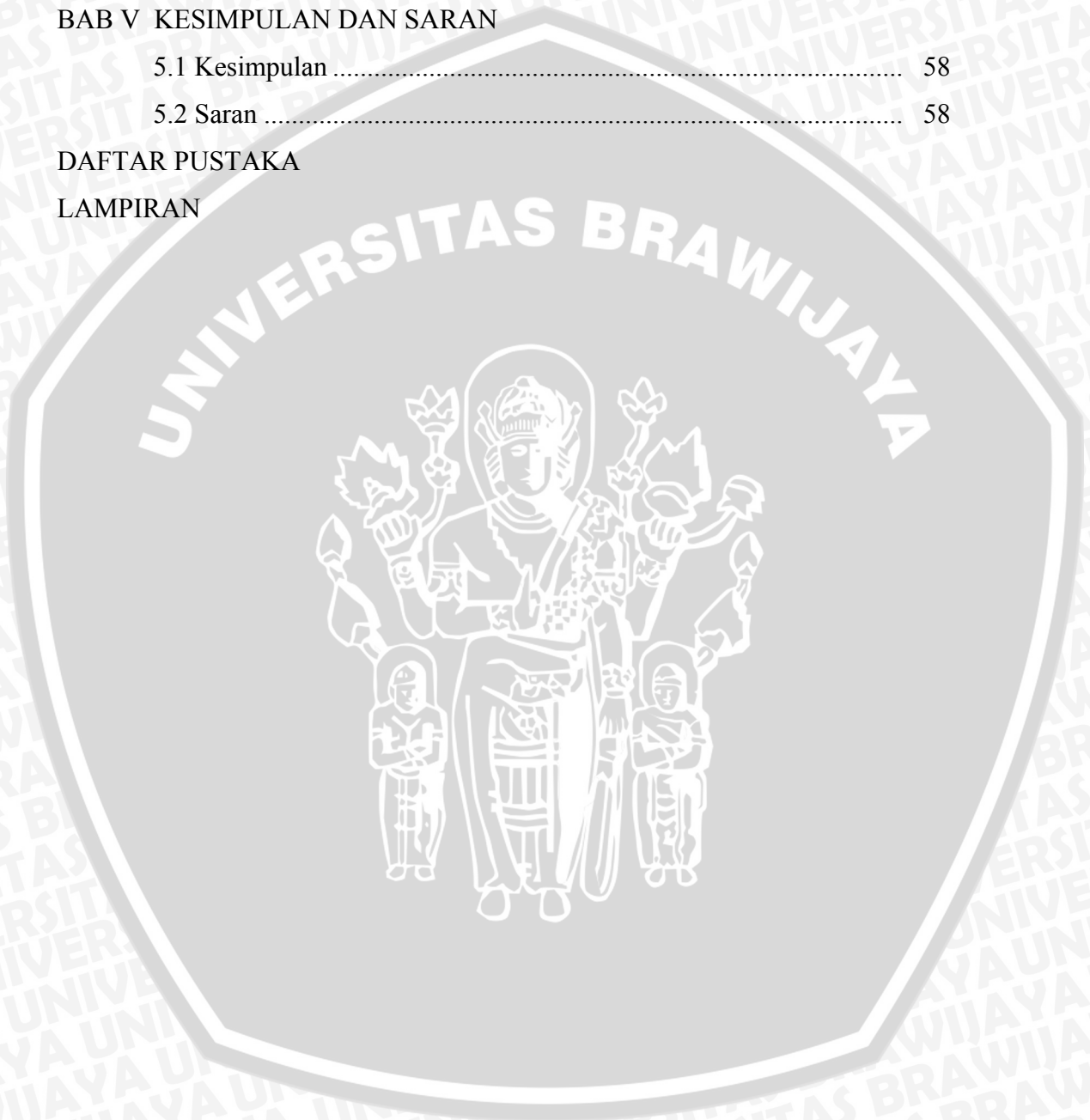
| | |
|---|----|
| 4.2.2 Grafik Hubungan Antara Bilangan <i>Reynold</i> (Re) dan Bilangan <i>Nusselt</i> (Nu) | 54 |
|---|----|

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

| | |
|----------------------|----|
| 5.1 Kesimpulan | 58 |
| 5.2 Saran | 58 |

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN



DAFTAR GAMBAR DAN GRAFIK

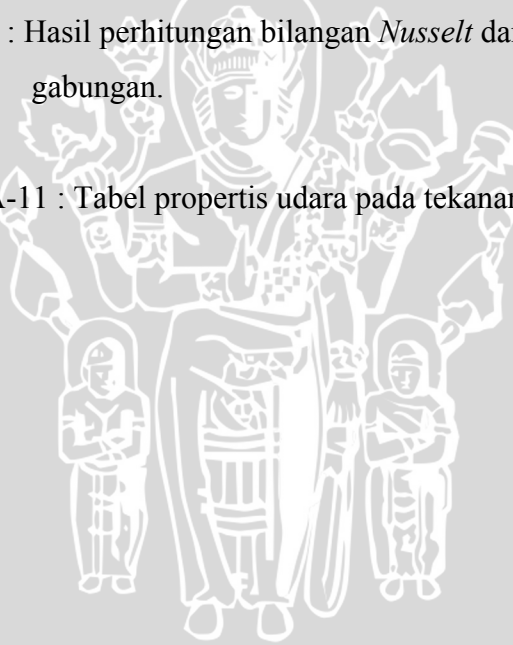
| No. | Judul | Halaman |
|--------------|--|---------|
| Gambar 2.1. | Profil kecepatan laminar di atas plat rata | 7 |
| Gambar 2.2. | Profil kecepatan laminar pada silinder | 7 |
| Gambar 2.3. | Profil kecepatan turbulen di atas plat rata | 8 |
| Gambar 2.4. | Profil kecepatan turbulen pada silinder | 9 |
| Gambar 2.5. | Formasi lapisan batas dan <i>separation</i> pada aliran melintang silinder | 10 |
| Gambar 2.6. | Profil kecepatan digabung dengan <i>separation</i> pada aliran melintang silinder | 11 |
| Gambar 2.7. | Aliran melalui silinder bulat dengan putaran | 15 |
| Gambar 2.8. | Perpindahan panas konduksi melalui dinding | 17 |
| Gambar 2.9. | Perpindahan panas konveksi dari suatu permukaan | 19 |
| Gambar 2.10. | Konveksi bebas pada silinder | 20 |
| Gambar 2.11. | Konveksi paksa pada aliran melintang silinder | 21 |
| Gambar 3.1. | Geometri spesimen | 36 |
| Gambar 3.2. | Instalasi penelitian | 37 |
| Gambar 3.3. | Diagram alir proses penelitian | 41 |
| Grafik 4.1. | Grafik hubungan antara kecepatan aliran fluida dengan koefisien perpindahan massa dengan variasi diameter | 49 |
| Grafik 4.2. | Grafik hubungan antara kecepatan aliran fluida dengan koefisien perpindahan panas konveksi dengan variasi diameter | 51 |
| Grafik 4.3. | Grafik hubungan antara bilangan <i>Reynold</i> dan bilangan <i>Nusselt</i> | 55 |

DAFTAR LAMPIRAN

Lampiran :

Isi :

- I
- Tabel 1 : Hasil pengujian kehilangan massa *Naphthalene* pada variasi diameter dan kecepatan aliran fluida.
- Tabel 2 : Hasil pengujian koefisien massa (hm) dan koefisien perpindahan panas konveksi (h).
- Tabel 3 : Hasil perhitungan bilangan *Reynold* aliran untuk tiap – tiap variasi diameter dan variasi kecepatan aliran fluida.
- Tabel 4 : Hasil perhitungan bilangan *Nusselt* dan bilangan *Reynold* gabungan.
- II
- Tabel A-11 : Tabel propertis udara pada tekanan 1 atm.



RINGKASAN

Lianto, Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik Universitas Brawijaya, Juni 2007, Pengaruh Variasi Diameter Silinder Dan Kecepatan Aliran Fluida Terhadap Koefisien Perpindahan Panas Konveksi Pada Silinder Berputar.

Dosen Pembimbing: Prof. Ir. Sudjito, Ph.D. dan Mega Nur Sasongko, ST., MT.

Perkembangan ilmu pengetahuan tentang permesinan dewasa ini banyak menggunakan komponen – komponen berbentuk silinder panas yang berputar. Seperti pada motor listrik, rotor yang berputar pada motor listrik mengalami panas yang disebabkan karena arus listrik yang mengalir dari stator. Oleh karena itu panas pada rotor harus segera dilepaskan agar motor listrik dapat bekerja dengan baik. Jadi perlu dipertimbangkan pula proses pelepasan kalornya.

Tujuan dari penelitian ini adalah untuk mengetahui pengaruh variasi diameter (D) silinder dan kecepatan aliran fluida terhadap koefisien perpindahan panas konveksi pada silinder berputar dengan menggunakan metode analogi perpindahan panas dan perpindahan massa.

Penelitian ini menggunakan metode eksperimental dengan membandingkan pengaruh diameter spesimen terhadap koefisien perpindahan panas konveksi pada silinder berputar, dengan menggunakan metode sublimasi *Naphthalene*. Variabel bebas dalam penelitian ini ialah diameter benda uji (silinder) dan kecepatan aliran fluida didalam *Wind Tunnel*. Variabel terikat dalam penelitian ini adalah koefisien perpindahan massa (h_m) dan menghitung koefisien perpindahan kalor (h). Pengujian dilakukan selama 1 jam dan kecepatan putaran 1250 rpm.

Hasil penelitian menunjukkan bahwa dengan bertambah besarnya kecepatan aliran fluida dan diameter spesimen menyebabkan nilai koefisien perpindahan massa menjadi besar, sehingga koefisien perpindahan panas konveksinya bertambah besar pula. Untuk spesimen dengan diameter = 17,4 mm dan kecepatan aliran (V) = 1,524 m/s memiliki koefisien perpindahan massa (h_m) dan koefisien perpindahan panas konveksi (h) yang paling kecil yaitu 0,02369 (m/s) dan 62,637 (W/m².°K). Spesimen dengan diameter = 36,8 mm dan kecepatan aliran (V) = 6,071 m/s memiliki koefisien perpindahan massa (h_m) dan koefisien perpindahan panas konveksi (h) yang paling besar yaitu 0,04839 m/s dan 127,384 (W/m².°K). Dari hasil percobaan juga didapat persamaan untuk bilangan *Nusselt* nya :

$$Nu = 0,2105.(Re^2 + Re_{\omega}^2)^{0,3417}$$

Dengan koefisien korelasinya adalah 74,337 % dengan standar deviasi 12,44 % dan kondisi batasnya : $2487,949 < Re < 9973,945$ dan $1265,56 < Re_{\omega} < 5687,997$.

Kata kunci : diameter silinder, silinder berputar, kecepatan aliran, koefisien perpindahan panas.

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Perkembangan ilmu pengetahuan tentang permesinan dewasa ini banyak menggunakan komponen – komponen berbentuk silinder yang berputar. Seperti pada motor listrik, silinder (rotor) yang berputar pada motor listrik mengalami panas yang disebabkan karena adanya arus listrik yang mengalir dari stator. Oleh karena itu perlu dipertimbangkan pula proses pelepasan panas pada rotor agar motor listrik dapat bekerja dengan baik.

Pada proses perpindahan kalor konveksi, kalor yang keluar dipengaruhi oleh besarnya nilai koefisien perpindahan kalornya. Pada silinder berputar juga terjadi proses perpindahan panas sehingga dibutuhkan upaya untuk meningkatkan angka koefisien perpindahan panas konveksi untuk mengetahui kinerja proses perpindahan panas. Untuk mencapainya, maka model aliran fluida dan diameter silinder akan sangat mempengaruhi pada prediksi angka koefisien perpindahan panas konveksinya.

Usaha untuk menentukan angka koefisien perpindahan kalor telah banyak dilakukan diantaranya dengan mengukur suhu permukaan dan laju perpindahan kalor. Hanya saja pengukuran dengan metode ini memerlukan ketelitian yang tinggi dan juga memiliki tingkat kesulitan yang tinggi dalam pemasangan termokopel pada silinder berputar yang dapat mengganggu aliran, jumlahnya yang relatif banyak dan kesulitan dalam pembacaan suhu rata – ratanya. Oleh karena itu diperlukan suatu metode alternatif yaitu metode analogi perpindahan massa. Metode analogi perpindahan massa ini dianggap relatif lebih mudah pelaksanaannya dan hasilnya sama dengan metode pengukuran suhu dan laju perpindahan panas.

Dalam penelitian ini digunakan bahan berupa *Naphthalene* atau kapur barus ($C_{10}H_8$) yang dicetak berbentuk silinder dengan diameter (D) dan kecepatan aliran fluida divariasikan kemudian diputar oleh motor listrik dengan putaran tertentu. Ukuran *Naphthalene* dibuat bervariasi dengan tujuan untuk mengetahui koefisien perpindahan panas dan massanya yang paling besar. Hal ini ditinjau dari kehilangan massa *Naphthalene* yang paling besar sehingga koefisien perpindahan panas dan massanya dapat diketahui mana yang paling besar.

1.2 Rumusan Masalah

Dari latar belakang di atas, maka dapat ditarik rumusan masalah yang akan diteliti yaitu bagaimanakah pengaruh variasi diameter (D) silinder dan kecepatan aliran fluida terhadap koefisien perpindahan panas konveksi pada silinder berputar dengan metode analogi perpindahan panas dan perpindahan massa?

1.3 Batasan Masalah

Mengingat luasnya objek penelitian, maka untuk memfokuskan arah pembahasan diperlukan batasan masalah sebagai berikut :

1. Fluida yang digunakan adalah udara.
2. Kondisi pada tiap pengujian dianggap steady state.
3. Bahan yang digunakan pada pengujian adalah *Naphthalene* atau kapur barus ($C_{10}H_8$).
4. Tidak membahas reaksi kimia dari kapur barus pada saat proses penyubliman.
5. Perpindahan panas yang diukur hanya pada selimut silinder kapur barus saja.

1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian ini adalah untuk mengetahui pengaruh variasi diameter (D) silinder dan kecepatan aliran fluida terhadap koefisien perpindahan panas konveksi pada silinder berputar dengan metode analogi perpindahan panas dan perpindahan massa.

1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat dari penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Dapat mengetahui koefisien perpindahan panas dari silinder yang berputar sehingga memberi kontribusi terhadap dunia industri dalam mendesain suatu alat yang menggunakan poros berputar baik sistem pendinginan maupun sistem penukar kalornya.
2. Dapat meningkatkan ilmu pengetahuan dan teknologi terutama tentang perpindahan kalor pada silinder berputar dengan menggunakan metode analogi perpindahan massa.
3. Dapat dipakai sebagai bahan pertimbangan dalam merancang poros.

1.6 Sistematika Penulisan

Sistematika pembahasan skripsi ini disusun sebagai berikut :

BAB 1 : PENDAHULUAN

Berisi tentang latar belakang, rumusan masalah, batasan masalah, tujuan , dan manfaat penelitian.

BAB II : TINJAUAN PUSTAKA

Berisi teori – teori yang ada di beberapa referensi dan yang mendukung proses penelitian.

BAB III : METODOLOGI PENELITIAN

Berisi tentang prosedur pengujian serta data- data yang diperoleh selama penelitian, pengolahan, dan analisis data.

BAB IV : PENGOLAHAN DATA DAN ANALISIS HASIL PENGUJIAN

Berisi tentang pengolahan data dan analisis – analisis hasil pengujian selama penelitian.

BAB V : PENUTUP

Berisi kesimpulan dan saran dari penelitian.



BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Penelitian – penelitian sebelumnya

Penetapan koefisien perpindahan kalor dengan menggunakan metode analogi perpindahan kalor dan massa bukan merupakan metode yang baru, hanya saja metode ini kurang banyak dikenal. Beberapa studi tentang koefisien perpindahan kalor dengan menggunakan analogi perpindahan kalor dan perpindahan massa, diantaranya Kheumnam Cho,dkk(1992) menggunakan teknik sublimasi *Naphthalene* untuk mengukur koefisien difusi *Naphthalene* ke udara dengan memvariasikan penggunaan temperatur. Penelitian dilakukan pada temperatur 15° - 55°C di mana pada penelitian sebelumnya dilakukan penelitian pada satu temperatur saja (25°C). Dari eksperimen ini diperoleh hasil bahwa peningkatan temperatur sebanding dengan meningkatnya koefisien difusi *Naphthalene*.

Ian Kautsar (2005) dengan judul skripsinya Analisis Perpindahan Kalor Pada Permukaan Plat Dengan Variasi *Length (L) – Width (W) Ratio* Menggunakan Analogi Perpindahan Massa. Di dalam penelitian juga digunakan teknik sublimasi *Naphthalene* di mana digunakan 5 spesimen dengan variasi *length* dan *width* yang berbeda – beda yang diletakkan pada terowongan angin (*wind tunnel*). Dalam penelitiannya digunakan kecepatan aliran udara yang konstan. Koefisien perpindahan panas diperoleh dari pengukuran perpindahan massa yang terjadi pada *Naphthalene*. Hasil dari penelitian ini didapat bahwa dengan *Length(L) – Width (W) ratio Naphthalene* yang semakin kecil (semakin besar luas permukaan) maka nilai koefisien perpindahan kalor juga semakin besar pula.

2.2 Dasar – dasar Tentang Fluida

2.2.1 Definisi dan Sifat – sifat Fluida

Fluida didefinisikan sebagai suatu zat yang akan secara terus menerus akan berubah bentuk apabila dikenakan tegangan geser, meskipun tegangan geser tersebut sangat kecil. Fluida akan terus bergerak dan berubah selama tegangan

geser itu bekerja. Makin besar laju deformasi fluida, makin besar pula tegangan geser yang terjadi pada fluida tersebut.

Definisi fluida ini menyatakan bahwa tegangan geser hanya ada jika fluida sedang mengalami deformasi (*deformation*) dan tegangan geser hanya terjadi pada fluida viskos (*viscous fluid*), seperti pada fluida aktual (*actual fluid*). Biasanya dalam dunia rekayasa fluida dianggap tidak viskos sehingga tidak terjadi tegangan geser meskipun fluida tersebut mengalami deformasi, fluida demikian disebut fluida ideal (*ideal fluid*).

Semua fluida memiliki sifat – sifat yang penting dalam dunia rekayasa. Kerapatan, kompresibilitas, dan kapilaritas merupakan sifat – sifat fluida yang diperlukan untuk fluida dalam keadaan diam, tetapi untuk fluida dalam keadaan bergerak masih ada satu sifat lagi yang penting yaitu viskositas.

Sifat – sifat gas seperti tetapan gas, energi dalam, entalpi, entropi untuk gas serta panas jenis dan konduktivitas baik untuk gas maupun zat cair, penting untuk analisa perpindahan panas dan dinamika gas, sedangkan temperatur dan tekanan dianggap sebagai sifat – sifat termodinamika yang menentukan sifat – sifat lain.

Kerapatan merupakan ukuran untuk konsentrasi zat tersebut dan dinyatakan dalam massa per satuan volume, sifat ini ditentukan dengan cara menghitung perbandingan massa zat yang terkandung dalam suatu bagian tertentu terhadap volume bagian tersebut.

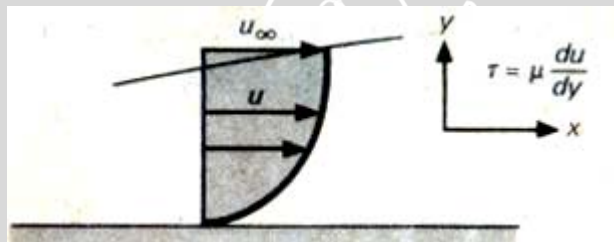
Kompresibilitas merupakan ukuran perubahan kerapatan fluida akibat gerakan viskos atau kompresi oleh suatu tekanan dari yang bekerja terhadap volume fluida, dinyatakan dengan perbandingan tekanan yang bekerja dari luar dengan perubahan volume fluida tiap satuan volumenya.

Viskositas merupakan ukuran ketahanan fluida terhadap tegangan geser (*shear stress*), viskositas itu sendiri tergantung dari dua hal yaitu tegangan geser dan laju perubahan bentuknya (*deformation*).

2.2.2 Aliran Laminer dan Aliran Turbulen

2.2.2.1 Aliran Laminer

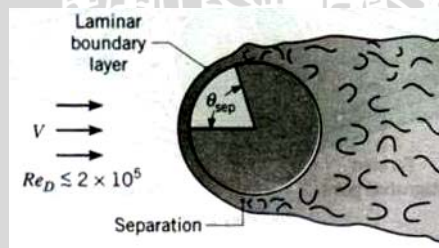
Aliran laminer didefinisikan sebagai aliran yang bergerak dalam lapisan – lapisan di mana perpindahan momentum dan massa terjadi secara molekuler dalam skala sub mikroskopis dari lapisan yang mempunyai kecepatan relatif tinggi menuju lapisan lain yang mempunyai kecepatan relatif lebih rendah. Kecenderungan ke arah turbulensi diredam habis oleh gaya – gaya viskos yang memberikan hambatan terhadap gerakan relatif lapisan – lapisan aliran fluida. Pada aliran laminer partikel fluida bergerak secara berurutan mengikuti lintasan yang lancar dengan kecepatan yang tetap.



Gambar 2.1. Profil Kecepatan Laminer Di Atas Plat Rata

Sumber : J.P. Holman; 1991: 93

Pada silinder bulat aliran laminer terjadi pada angka *Reynold* $Re \leq 2 \times 10^5$

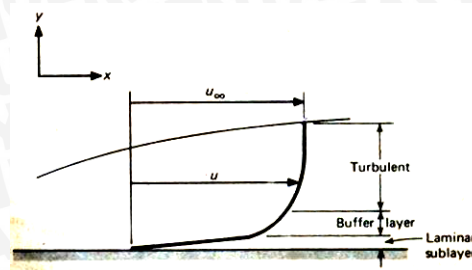


Gambar 2.2. Profil Kecepatan Laminer Pada Silinder

Sumber : Frank P. Incropera; 2002: 408

2.2.2.2 Aliran Turbulen

Pada aliran turbulen partikel fluida bergerak secara acak dengan kecepatan yang berfluktuasi dan saling interaksi antar gumpalan fluida.

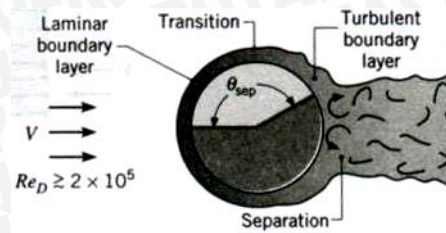


Gambar 2.3. Profil Kecepatan Turbulen Di Atas Plat Rata

Sumber : J.P. Holman; 1991: 219

Pada aliran turbulen tidak terlihat lagi adanya lapisan – lapisan fluida sehingga aliran fluida dibayangkan sebagai bongkahan – bongkahan fluida. Bongkahan – bongkahan itu bergerak secara acak sehingga proses perpindahan momentum dan massa terjadi dalam skala makroskopik. Partikel – partikel bongkahan berfungsi sebagai pembawa energi dan memindahkan energi dengan cara bercampur dengan partikel – partikel lain fluida tersebut. Aliran turbulen yang acak meningkatkan laju pencampuran partikel dan merupakan proses difusi yang baik sehingga proses perpindahan panas yang terjadi meningkat. Seperti yang terlihat pada gambar 2.3.

Dalam prakteknya akan banyak dijumpai aliran turbulen daripada aliran laminar. Diketahui bahwa gangguan – gangguan kecil yang diasosiasikan dengan distorsi – distorsi pada garis aliran (*Stream Line*) fluida pada aliran laminar akan dapat mengarah pada kondisi turbulen. Gangguan – gangguan ini dapat dari aliran bebas (*Free Stream*) atau juga disebabkan kekasaran permukaan (*Surface Roughness*). Awal mula turbulensi tergantung apakah gangguan tersebut diperkuat (*Amplified*) atau diperlemah (*Attenuated*) pada arah aliran fluida yang bergantung pada *ratio* antara gaya – gaya inersia dengan gaya – gaya viskos (*Bilangan Reynold*). Bila bilangan *Reynold* kecil, gaya – gaya inersia relatif lebih kecil daripada gaya – gaya viskos. Sedangkan bila bilangan *Reynold* besar, maka gaya – gaya inersia cukup besar untuk memperkuat gangguan – gangguan dan transisi sampai turbulensi akan terjadi. Pada silinder bulat aliran turbulen terjadi pada angka *Reynold* $R_e \geq 2 \times 10^5$

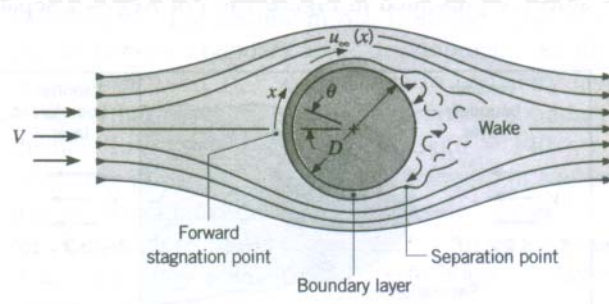


Gambar 2.4. Profil Kecepatan Turbulen Pada Silinder

Sumber : Frank P. Incropera; 2003: 408

2.2.3 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 di mana gradien kecepatan besar dan gaya viskos besar, dan sebuah daerah di luar lapisan ini di mana kecepatan hampir sama dengan harga aliran bebasnya dan pengaruh viskositas dapat diabaikan. Bentuk profil kecepatan di lapisan batas tergantung pada jenis alirannya. Sebagai contoh, untuk fluida yang mengalir melintang silinder, aliran bebas fluida akan terhenti pada bagian depan silinder yang disebut dengan titik stagnasi, Dengan disertai naiknya tekanan. Dari titik ini tekanan akan menurun seiring dengan bertambahnya x , koordinat garis aliran (*streamline*) dan membentuk lapisan batas (*boundary layer*) dibawah pengaruh dari gradien tekanan yang menguntungkan (*favorable pressure gradient*) ($dp/dx < 0$). Sampai pada akhirnya tekanannya mencapai minimum, dan selanjutnya menuju bagian belakang silinder terjadi pengembangan lapisan batas (*boundary layer*) seiring dengan terjadinya gradien tekanan yang merugikan (*adverse pressure gradient*) ($dp/dx > 0$), seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.5.

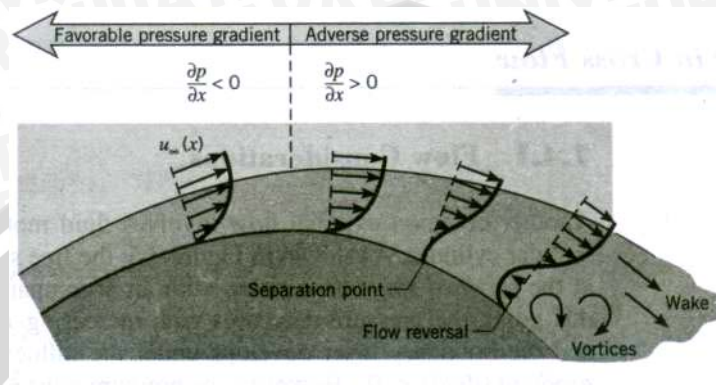


Gambar 2.5. Formasi Lapisan Batas dan *Separation* Pada Aliran Melintang Silinder

Sumber : Frank P. Incropera; 2003: 407

Yang perlu diperhatikan pada aliran melintang silinder adalah perbedaan antara kecepatan aliran atas (*upstream velocity*) V dan kecepatan aliran bebas (*free stream velocity*) u_{∞} . Tidak seperti kondisi pada plat datar, pada aliran bercabang (*parallel flow*) aliran ini berbeda, dengan u_{∞} sekarang bergantung pada jarak x dari titik stagnasi (*stagnation point*). Dari persamaan Euler's untuk aliran inviscid, $u_{\infty}(x)$ harus menunjukkan perilaku yang berlawanan terhadap $P(x)$. Hal itu, berawal dari $u_{\infty} = 0$ pada titik stagnasi, kemudian fluida mengalami percepatan karena disebabkan oleh gradien tekanan yang menguntungkan (*favorable pressure gradient*) ($du_{\infty}/dx > 0$ when $dp/dx < 0$), sampai mencapai kecepatan maksimum ketika $dp/dx = 0$, dan kemudian fluida mengalami perlambatan karena disebabkan gradien tekanan yang merugikan (*adverse pressure gradient*) ($du_{\infty}/dx < 0$ when $dp/dx > 0$). Ketika fluida mengalami perlambatan, gradien kecepatan pada permukaan $\partial u/\partial y|_{y=0}$, sampai pada akhirnya menjadi nol seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.6. Pada lokasi ini, merupakan titik perpisahan (*separation point*), fluida didekat permukaan cukup kekurangan momentum untuk menanggulangi gradien tekanan dan tidak mungkin meneruskan pergerakan dari aliran bawah (*downstream*). Sejak fluida yang mendekat juga mengalir balik menghalangi *upstream*, maka terjadi lapisan batas perpisahan (*separation*). Pada kondisi ini terjadi pelepasan lapisan batas dari permukaan, dan aliran tak beraturan (*Wake*) terbentuk pada daerah aliran bawah (*downstream*). Aliran pada daerah ini digolongkan pada formasi vortex dan sangat

tidak beraturan. Titik perpisahan (*separation point*) adalah lokasi dimana $(\partial u/\partial y)_s = 0$



Gambar 2.6. Profil Kecepatan Digabung Dengan *Separation* Pada Aliran Melintang Silinder

Sumber : Frank P. Incropera; 2003: 408

2.2.4 Bilangan *Reynold*

Secara umum jika suatu fluida mengalir, memiliki suatu pola tertentu. Pola pertama adalah aliran yang laminar, yaitu aliran yang mulus, *streamline* dan memiliki kecenderungan bergerak secara teratur. Pola kedua adalah aliran turbulen yaitu aliran bergerak acak dan tidak teratur dengan kecepatan yang berfluktuasi. Perbandingan antara gaya inersia terhadap gaya viskos (*viscous force*) suatu fluida disebut Bilangan *Reynold* (Re), merupakan parameter tidak berdimensi. Hal ini dapat dirumuskan dengan persamaan umum sebagai berikut :

$$Re = \frac{\text{Gaya Inersia}}{\text{Gaya Viskos}} = \frac{V.L}{\nu} \quad (\text{J.P. Holman; 1991 ,94}) \quad (2-1)$$

Dimana :

V = kecepatan aliran fluida (m/s)

L = Panjang spesimen (m)

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \text{viskositas kinematik fluida (m}^2/\text{s)}$$

Terjadinya lapisan batas transisi (*boundary layer transition*), yang mana bergantung pada *Reynold* Number, betul-betul bergantung pada posisi dari titik separasi (*separation point*). Untuk silinder panjang karakteristiknya ditentukan oleh diameternya, dan *Reynold* Number dipertegas dengan persamaan sebagai berikut:

$$Re_D = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{V D}{\nu} \quad (\text{Yunus A. Cengel; 2003: 380}) \quad (2-2)$$

Dimana:

$$\rho = \text{densitas (kg/m}^3\text{)}$$

$$V = \text{kecepatan aliran fluida (m/s)}$$

$$D = \text{diameter (m)}$$

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \text{viskositas kinematik fluida (m}^2/\text{s)}$$

$$\mu = \text{viskositas dinamik kg/s.m}$$

Selama momentum fluida dalam lapisan batas turbulen yang lebih besar dari pada lapisan batas laminer, hal ini dapat dipergunakan untuk memperkirakan transisi penundaan terjadinya separasi. Jika $Re_D \leq 2 \times 10^5$, lapisan batasnya tergolong laminer, dan separasi terjadi pada $\theta \approx 80^\circ$. Bila mana, jika $Re_D \geq 2 \times 10^5$ terjadi lapisan batas transisi, dan separasi diundur ke $\theta \approx 140^\circ$.

2.2.5 Persamaan Bernoulli

Persamaan Bernoulli sering dianggap sebagai persamaan energi karena suku $V^2/2gc$ menunjukkan energi kinetik, dan tekanan menunjukkan energi potensial. Tetapi haruslah diingat bahwa suku – suku tersebut diturunkan dari analisa dinamik, sehingga persamaan ini secara fundamental adalah persamaan dinamik. Bahkan konsep energi kinetik itu sebetulnya berdasarkan analias dinamik.

Persamaan Bernoulli untuk aliran sepanjang garis arus ialah :

$$\frac{P}{\rho} + \frac{1}{2} \frac{V^2}{gc} = \text{konstan} \quad (\text{J.P. Holman; 1991, 196}) \quad (2-3)$$

Atau dalam bentuk diferensial :

$$\frac{dP}{\rho} + \frac{VdV}{gc} = 0 \quad (\text{J.P. Holman; 1991, 196}) \quad (2-4)$$

Di mana :

P = Tekanan pada titik tertentu dalam aliran (N/m²)

V = Kecepatan aliran (m/s)

ρ = densitas fluida (kg/m³)

2.2.6 Pola Aliran Fluida Yang Dipengaruhi Oleh Putaran Silinder

Kondisi aliran fluida sangat berpengaruh pada proses perpindahan panas konveksi. Untuk aliran fluida dengan kecepatan U_{∞} yang melintasi silinder berputar dengan kecepatan n rpm menghasilkan garis aliran fluida disekitar silinder, dimana semakin besar putaran silinder maka kecepatan fluida juga semakin besar dibagian bawah silinder dan sebaliknya semakin kecil dibagian atasnya. Bentuk garis aliran ditentukan oleh perbandingan antara kecepatan putar tepi silinder (V_{θ}) dan kecepatan fluida, dimana jika dinyatakan menjadi bentuk persamaan, menjadi:

$$\frac{a\omega}{U_{\infty}} \quad (\text{Frank M. White; 1986: 79}) \quad (2-5)$$

Dimana:

$a\omega = v_{\theta}$ = kecepatan putar tepi silinder

$a = r$ = jari-jari lingkaran (m)

ω = kecepatan sudut = $\frac{2\pi n}{60}$ (rad/s)

U_{∞} = kecepatan fluida (m/s)

Gambar 2.7 menunjukkan bentuk garis aliran untuk kondisi $\frac{a\omega}{U_{\infty}}$ yang berbeda. Pertama kondisi dimana silinder dalam keadaan diam tanpa putaran dan

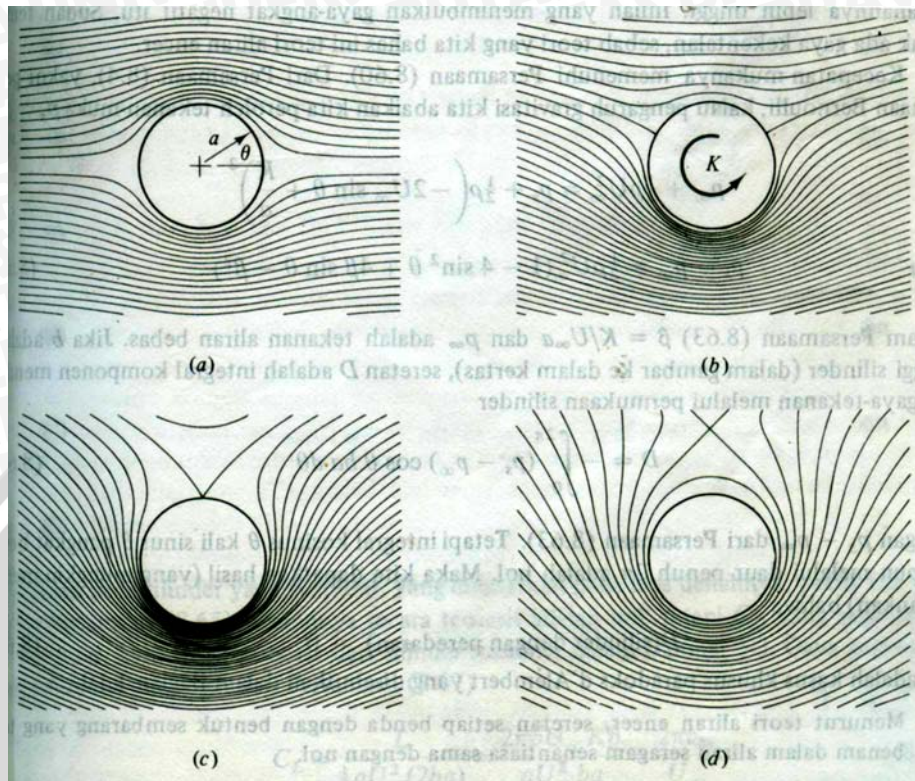
fluida mengalir dengan kecepatan U_∞ . Maka titik stagnasinya terjadi pada sudut $\theta_s = 0^\circ$ dan 180° , bentuk garis alirannya diperlihatkan pada gambar 2.7a. Yang kedua untuk kondisi $\frac{a\omega}{U_\infty} = 1$, maka titik stagnasinya terjadi pada sudut $\theta_s = 30^\circ$ dan 150° , bentuk garis alirannya diperlihatkan pada gambar 2.7b. Yang ketiga adalah untuk kondisi $\frac{a\omega}{U_\infty} = 2$, maka titik stagnasinya berpadu dipuncak silinder pada sudut $\theta_s = 90^\circ$, bentuk garis alirannya diperlihatkan pada gambar 2.7c. Dari ketiga kondisi diatas, untuk mencari posisi titik stagnasi berlaku persamaan sebagai berikut:

$$\sin \theta_s = \frac{a\omega}{2U_\infty} \quad (\text{Frank M. White; 1986: 80}) \quad (2-6)$$

Yang terakhir adalah kondisi dimana $a\omega > 2U_\infty$ persamaan untuk mencari titik stagnasi diatas tidak berlaku lagi dan titik stagnasinya hanya satu terletak diatas silinder, seperti yang diperlihatkan pada gambar 2.7d, pada suatu titik $y = h$ yang memenuhi persamaan:

$$\frac{h}{a} = \frac{1}{2} \left[\beta + (\beta^2 - 4)^{1/2} \right] \quad (\text{Frank M. White; 1986: 80}) \quad (2-7)$$

Dimana: $\beta = \frac{a\omega}{U_\infty} > 2$



Gambar 2.7. Aliran Melalui Silinder Bulat Dengan Putaran Untuk $\frac{a\omega}{U_\infty} =$ (a) 0; (b)

1; (c) 2; (d) 3

Sumber: Frank M. White; 1986: 79

2.3 Perpindahan Panas Dasar

Perpindahan panas (*Heat Transfer*) ialah ilmu untuk meramalkan perpindahan energi karena perbedaan suhu diantara benda atau material. Dari termodinamika telah kita ketahui bahwa energi yang berpindah itu dinamakan kalor (*Heat*). Ilmu perpindahan kalor tidak hanya mencoba menjelaskan bagaimana energi kalor itu berpindah dari satu benda ke benda lain, tetapi juga untuk meramalkan laju perpindahan yang terjadi pada kondisi – kondisi tertentu.

2.3.1 Perpindahan Panas Konduksi

Perpindahan panas konduksi adalah proses perpindahan energi dimana energi mengalir dari daerah berenergi tinggi ke daerah berenergi rendah dalam

suatu medium baik itu padat, cair, maupun gas atau antar medium berlainan yang bersinggungan secara langsung.

Jika pada suatu benda terdapat suatu gradien suhu (*temperatur gradient*), maka akan terjadi perpindahan energi dari bagian bersuhu tinggi ke bagian bersuhu rendah. Kita katakan bahwa energi berpindah secara konduksi atau hantaran dan bahwa laju perpindahan kalor itu berbanding dengan gradien suhu normal.

$$\frac{Q}{A} \approx \frac{\partial T}{\partial x}$$

Jika dimasukkan konstanta proporsionalitasnya atau tetapan sebandingan, maka :

$$Q = -k.A \frac{dT}{dX} \quad (\text{Yunus A. Cengel; 1998: 21}) \quad (2-8)$$

Dengan :

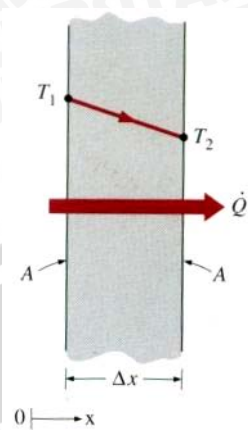
Q = Laju perpindahan panas konduksi (Watt)

k =Konduktivitas termal bahan (W/m°C), tanda minus diselipkan agar memenuhi hukum kedua termodinamika yaitu bahwa kalor mengalir ke tempat yang lebih rendah dalam skala suhu.

A = Luas panas pada posisi normal arah perpindahan panas (m²)

dT = beda temperatur pada penampang (°C)

dX = tebal material (m)



Gambar 2.8. Perpindahan Panas Konduksi Melalui Dinding

Sumber : Yunus A. Cengel; 2003: 18

2.3.2 Perpindahan Panas Konveksi

Perpindahan panas konveksi adalah proses perpindahan energi antara permukaan padat dan aliran fluida cair maupun gas yang bersinggungan, merupakan gabungan dari konduksi dan angkutan (*transport*) massa. Jika batas tersebut bersuhu lebih tinggi daripada fluida itu, maka terlebih dahulu panas mengalir dengan cara konduksi dari benda-padat ke partikel-partikel fluida di dekat dinding. Energi yang berpindah dengan cara itu meningkatkan energi-dalam fluida dan terangkut oleh gerakan fluida. Bila partikel-partikel fluida yang terpanaskan itu mencapai daerah yang suhunya lebih rendah, maka panas berpindah lagi dengan cara konduksi dari fluida yang lebih panas ke fluida yang lebih dingin. Semakin cepat gerakan fluida, semakin besar pula nilai perpindahan panas konveksinya. Sehingga pada permukaan benda padat akan berlaku persamaan *Fourier* dan *Newton*, yaitu:

$$-k \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0} = h_x (T_s - T_\infty) \quad (\text{Frank Kreith; 1997: 314}) \quad (2-9)$$

Dimana:

K = Konduktivitas fluida (W/m.°C)

$\partial T/\partial y$ = Gradien temperatur di y

h_x = Koefisien perpindahan kalor konveksi lokal di- x (W/m.°C)

T_s = Temperatur permukaan plat ($^{\circ}\text{C}$)

T_{∞} = Temperatur Fluida ($^{\circ}\text{C}$)

Persamaan 2-9 diatas dapat disusun dalam bentuk persamaan non dimensional, yaitu:

$$\left. \frac{\partial \left(\frac{T_s - T}{T_s - T_{\infty}} \right)}{\partial \left(\frac{y}{x} \right)} \right|_{\frac{y}{x}=0} = \frac{h_x x}{k} = Nu_x = \text{Bilangan Nusselt lokal}$$

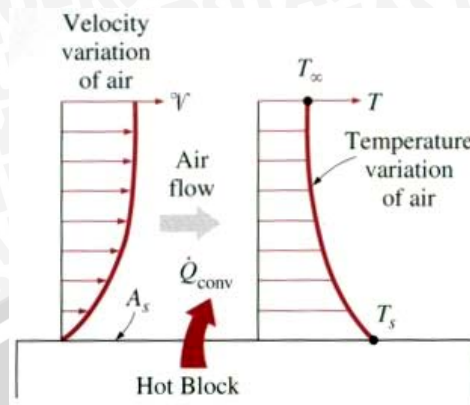
(Frank Kreith; 1997: 314) (2-10)

Secara grafis, bilangan *Nusselt* adalah gradien temperatur pada permukaan. Jika distribusi temperatur daerah lapisan batas diketahui melalui penyelesaian persamaan energi, maka koefisien perpindahan kalornya dapat diketahui, sehingga:

$$h_c = k \left. \frac{\partial \theta}{\partial y} \right|_{y=0} \quad (\text{Frank Kreith; 1997: 315}) \quad (2-11)$$

Dengan : $\theta = \frac{T_s - T}{T_s - T_{\infty}}$

Karena cara perpindahan energi konduktif demikian erat kaitannya dengan gerakan fluida, maka kita perlu mengetahui sesuatu tentang mekanisme aliran fluida sebelum kita dapat menyelidiki mekanisme aliran panas. Salah satu segi analisa hidrodinamika yang terpenting ialah menetapkan apakah aliran fluidanya laminar atau turbulen. Semakin cepat gerakan fluida, semakin besar pula nilai perpindahan panas konveksinya.



Gambar 2.9. Perpindahan Panas Konveksi Dari Suatu Permukaan

Sumber : Yunus A. Cengel; 2003: 29

Berdasarkan gerakan fluidanya perpindahan panas konveksi dikelompokkan menjadi :

a. Konveksi alamiah (*Natural Convection*)

Perpindahan panas konveksi alamiah terjadi bilamana sebuah benda ditempatkan dalam suatu fluida yang suhunya lebih tinggi atau yang lebih rendah daripada benda tersebut. Sebagai akibat perbedaan suhu tersebut, panas mengalir antara fluida dan benda itu serta mengakibatkan perubahan kerapatan lapisan-lapisan fluida di dekat permukaan. Perbedaan kerapatan menyebabkan fluida yang lebih berat mengalir ke bawah dan fluida yang lebih ringan mengalir ke atas. Dimana gerakan fluida itu disebabkan hanya oleh perbedaan kerapatan yang diakibatkan oleh gradien suhu, tanpa dibantu pompa atau kipas. Arus konveksi bebas memindahkan energi dalam yang tersimpan dalam fluida dengan cara yang pada hakekatnya sama dengan arus konveksi paksa. Namun, intensitas gerakan pencampurannya dalam konveksi bebas pada umumnya lebih kecil, dan akibatnya koefisien perpindahan panasnya lebih kecil dari pada dalam konveksi paksa. Persamaan yang dihasilkan dinyatakan dengan persamaan

Nusselt:

$$Nu = \frac{h\delta}{k} = C(Gr.Pr)^n = CRa^n$$

$$Ra = Gr.Pr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)\delta^3}{\nu} Pr \quad (\text{Yunus A. Cengel; 1998: 417})(2-12)$$

h = koefisien perpindahan panas ($J/m^2.s.K$)

δ = karakteristik panjang dari geometri (m)

k = konduktivitas termal ($J/m.s.K$)

C = koefisien proporsional (tidak berdimensi)

g = percepatan gravitasi (981 m/s^2)

β = koefisien volumetric dari ekspansi panas (K^{-1})

T_s = temperatur permukaan ($^{\circ}C$)

T_∞ = temperatur ruangan ($^{\circ}C$)

ν = viskositas kinematik (m^2/s)

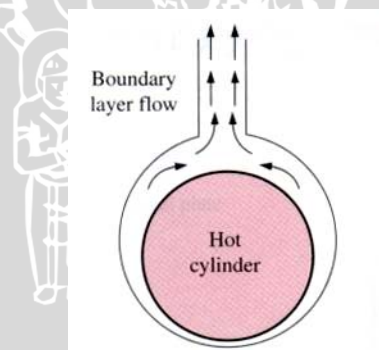
n = exponent

Nu = bilangan *Nusselt*

Gr = bilangan *Grashof*

Pr = bilangan *Prandtl*

Ra = bilangan *Rayleigh*



Gambar 2.10. Konveksi Bebas Pada Silinder

Sumber: Yunus A. Cengel; 2003: 470

b. Konveksi paksa (*Forced Convection*)

Suatu proses perpindahan panas konveksi dimana fluidanya dipaksa untuk mengalir dengan memanfaatkan peralatan luar seperti pompa, kipas, dan yang lainnya.

Laju perpindahan panas konveksi dapat dinyatakan sebagai berikut :

$$Q = h . A . (T_s - T_\infty) \quad (\text{Yunus A. Cengel; 1998: 29}) (2-13)$$

Di mana :

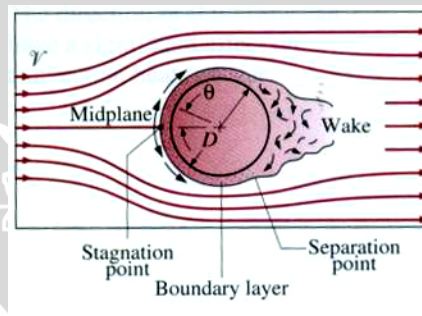
Q = Laju aliran panas konveksi (Watt)

A = Luas panas (m^2)

h = Koefisien perpindahan panas konveksi ($Watt/m^2\text{ }^\circ C$)

$(T_s - T_\infty)$ = beda temperatur permukaan dengan aliran bebas fluida ($^\circ C$)

Koefisien perpindahan panas konveksi bukan merupakan properti dari fluida tetapi secara eksperimental dapat ditentukan dan sangat bergantung pada geometri permukaan, aliran fluida, sifat – sifat fluida ,dan kecepatan aliran fluida. Sehingga koefisien perpindahan panas konveksi dipengaruhi keadaan yang kompleks.



Gambar 2.11. Konveksi Paksa Pada Aliran Melintang Silinder

Sumber: Yunus A. Cengel; 2003: 380

2.3.2.1 Bilangan *Nusselt* (Nu)

Gabungan koefisien perpindahan panas konveksi (h_c), panjang-penting (L), konduktifitas termal fluida (k_f) dalam bentuk $\frac{h_c L}{k_f}$ disebut dengan *Modulus Nusselt*, bilangan *Nusselt* (Nu). Bilangan *Nusselt* adalah suatu besaran tanpa dimensi atau dapat ditafsirkan secara fisik sebagai perbandingan gradien suhu yang langsung bersinggungan dengan permukaan terhadap suatu gradien suhu acuan $(T_s - T_\infty)/L$. Dalam praktek bilangan *Nusselt* (Nu) merupakan ukuran perpindahan panas konveksi yang memudahkan karena bilamana harganya telah diketahui, koefisien perpindahan panas konveksi dapat dihitung dari rumus sebagai berikut :

$$hc = Nu \frac{kf}{L} \quad (\text{Frank Kreith; 1997,314}) \quad (2-14)$$

Kita mencatat bahwa, untuk suatu harga bilangan *Nusselt* tertentu, koefisien perpindahan panas konveksi berbanding lurus dengan konduktivitas termal fluida tetapi berbanding terbalik dengan dimensi panjang penting yang menjadi pertanda sistem.

2.3.2.2 Penentuan Harga Koefisien Perpindahan Panas Konveksi

Tersedia empat cara umum untuk menentukan harga koefisien perpindahan panas konveksi:

1. Analisa dimensional yang digabungkan dengan percobaan-percobaan.

Analisa dimensional adalah sederhana dari segi matematika dan telah mendapatkan lingkup penerapan yang luas. Keterbatasan utama metode ini ialah bahwa hasil-hasil yang diperoleh dengan metode ini belum rampung serta tidak bermanfaat jika tidak dilengkapi dengan data eksperimental. Metode ini sedikit sumbangannya kepada pemahaman kita terhadap proses perpindahan, tetapi memberi kemungkinan bagi penafsiran data eksperimental serta memperluas lingkup penerapannya dengan jalan mengkorelasikan data tersebut sebagai hubungan antara kelompok-kelompok tanpa dimensi.

2. Penyelesaian matematik yang eksak terhadap persamaan-persamaan lapisan batas.

Analisa matematik eksak memerlukan penyelesaian serentak terhadap persamaan-persamaan yang menggambarkan gerakan fluida serta perpindahan energi didalam fluida yang bergerak. Metode tersebut mensyaratkan dipahaminya mekanisme-mekanisme fisiknya secara cukup baik agar dapat dirumuskan dalam bahasa matematika. Syarat pendahuluan ini membatasi ruang lingkup penyelesaian eksak karena persamaan-persamaan matematik yang menggambarkan aliran fluida serta mekanisme perpindahan panasnya hanya dapat ditulis selengkapnya amat rumit. Tetapi telah diperoleh

penyelesaian untuk sejumlah sistem yang sederhana seperti aliran melewati plat datar atau silinder-lingkaran.

3. Analisa pengira-iraan terhadap lapisan batas dengan metode integral

Analisa pengira-iraan tentang lapisan batas menghindari uraian matematik yang terperinci tentang aliran didalam lapisan batas. Guna menggambarkan distribusi kecepatan serta suhu didalam lapisan batas dipakai persamaan yang masuk akal tetapi sederhana. Maka soalnya dianalisa dalam skala mikroskopik dengan menerapkan persamaan gerakan serta persamaan energi pada kumpulan (*aggregate*) partikel-partikel fluida yang terdapat didalam lapisan batas. Metode ini relatif sederhana dan metode ini memberikan penyelesaian terhadap soal-soal yang tidak dapat dikerjakan dengan analisa matematik yang eksak. Teknik ini tidak terbatas pada aliran laminer, tetapi dapat juga diterapkan pada aliran turbulen.

4. Analogi antara perpindahan panas, massa dan momentum

Analogi antara perpindahan panas, massa dan momentum merupakan alat yang berguna untuk menganalisa proses perpindahan turbulen. Pengetahuan kita tentang mekanisme-mekanisme pertukaran turbulen tidak mencukupi untuk menuliskan secara langsung persamaan-persamaan matematik yang menguraikan distribusi suhunya, tetapi mekanisme perpindahannya dapat diuraikan dengan model yang disederhanakan. Menurut salah satu model demikian yang telah diterima secara luas, yang menyebabkan perpindahan momentum maupun energi tersebut adalah suatu gerakan mencampur dalam arah tegak lurus pada aliran rata-rata. Gerakan mencampur itu dapat diuraikan atas dasar statistik dengan metode yang serupa dengan metode yang digunakan untuk menggambarkan gerakan-gerakan molekul-molekul gas dalam teori kinetik. Memang tidak terdapat kesepakatan umum bahwa model ini sesuai dengan kondisi-kondisi yang sebenarnya terdapat di dalam alam, tetapi untuk keperluan praktis penggunaannya dapat dibenarkan oleh kenyataan bahwa hasil-hasil percobaan menunjukkan kesesuaian pokok dengan ramalan-ramalan yang berdasarkan model hipotetik tersebut.

2.4 Perpindahan Kalor Pada Silinder Berputar

Perpindahan kalor pada silinder berputar yang ditempatkan pada terowongan angin berkecepatan tertentu, merupakan perpindahan kalor konveksi gabungan.

Dalam hal ini terdapat tiga keadaan sebagai berikut:

- a. Konveksi paksa disebabkan aliran bebas
 - b. Konveksi paksa disebabkan rotasi silinder
 - c. Konveksi bebas
- a. Untuk kondisi perpindahan kalor dimana konveksi paksa yang disebabkan aliran bebas paling dominan, maka bentuk korelasi bilangan *Nusselt* keseluruhan adalah:

$$Nu = 0.046 Re^{0.76} \quad (\text{Raldi Artono Koestoer; 2002: 101}) \quad (2-15)$$

Dengan syarat:

$$\left(Pr^{1/2} \cdot Re^{1/2} \right) / Ra^{1/4} > 2 \quad \text{dan} \quad Re^{1/2} / Re_{\omega}^{1/2} > 2$$

Dimana: $Re_{\omega} = \frac{D^2 \omega}{2\nu} = \text{bilangan Reynold rotasi}$

$\omega = \text{Kecepatan angular silinder (rad/s)}$

- b. Untuk kondisi perpindahan kalor dimana konveksi paksa yang disebabkan rotasi silinder paling dominan maka korelasi bilangan *Nusselt* secara keseluruhan adalah:

$$Nu = 0,5 Re_{\omega}^{0,5} \quad (\text{Raldi Artono Koestoer; 2002: 102}) \quad (2-16)$$

Dengan syarat:

$$\left(Pr^{1/2} \cdot Re_{\omega}^{1/2} \right) / Re^{1/4} > 2$$

- c. Jika rotasi silinder sangat rendah, dengan putaran 2 rpm dan $Re_{\omega} = 25$ maka korelasi bilangan *Nusselt* keseluruhannya adalah:

$$Nu = 0,27 Ra^{0,33} \quad (\text{Raldi Artono Koestoer; 2002: 102}) \quad (2-17)$$

- d. Untuk kondisi dimana mekanisme konveksi alamiah dan konveksi paksa rotasi bersama-sama mempengaruhi perpindahan kalor pada silinder berputar, maka korelasi bilangan *Nusselt*nya adalah:

$$Nu = 0,1 (Re_{\omega}^2 + 2Ra)^{0,36} \quad (\text{Raldi Artono Koestoer; 2002: 102}) \quad (2-18)$$

- e. Untuk kondisi dimana konveksi alamiah, konveksi paksa akibat rotasi dan konveksi paksa akibat aliran bebas, secara bersamaan mempengaruhi perpindahan kalor pada silinder berputar, maka korelasi bilangan *Nusselt* keseluruhannya adalah:

$$Nu = 0,1(Re^2 + Re_\omega^2 + 2Ra)^{0,36} \quad (\text{Raldi Artono Koestoer; 2002: 103}) \quad (2-19)$$

2.5 Analogi Perpindahan Kalor dan Perpindahan Massa

Angkutan salah satu unsur fluida dari daerah yang konsentrasinya lebih tinggi ke daerah yang konsentrasinya lebih rendah disebut perpindahan massa (*mass transfer*). Perpindahan massa dapat terjadi karena beberapa fenomena yang berlainan. Perpindahan massa yang berlangsung dengan konveksi artian massa berpindah dari suatu tempat ke tempat lain dalam satu aliran. Perpindahan massa jenis ini terjadi pada tingkat makroskopis dan biasanya ditangani sebagai masalah mekanika fluida. Bila suatu campuran gas dan zat cair terkurung sedemikian rupa sehingga terdapat gradien konsentrasi dari salah satu atau beberapa konstituen dalam sistem itu sehingga akan terjadi perpindahan massa sebagai akibat difusi (*diffusion*) dari daerah konsentrasi tinggi ke konsentrasi rendah.

Dalam memahami mekanisme perpindahan kalor dapat ditarik suatu analogi terhadap perpindahan massa. Perpindahan massa terjadi karena adanya perpindahan kalor antar medium (terdapat beda temperatur antar medium) terlebih dulu. Perpindahan massa dapat terjadi dalam arah yang mengurangi gradien konsentrasi yang ada. Perpindahan panas terhenti bila tidak terdapat beda suhu lagi, sedangkan perpindahan massa akan terhenti bila gradien konsentrasi telah berkurang sampai menjadi nol.

Persamaan tentang perpindahan massa dengan cara difusi molekuler diberikan oleh Hukum *Fick* tentang difusi, yaitu :

$$m_{dif} = -D_{AB} \cdot A \cdot \frac{dC_A}{dx} \quad (\text{Yunus A. Cengel ; 1998: 626}) \quad (2-20)$$

Di mana :

m_{dif} = Laju aliran massa difusi (kg/s)

D_{AB} = Koefisien difusi (m/s)

A = Luas permukaan kontak (m²)

$\frac{dC_A}{dx}$ = Gradien konsentrasi (kg/m³)

Persamaan ini sangat identik dengan Hukum *Fourier* tentang perpindahan panas konduksi yaitu persamaan 2 – 8

Fenomena yang lain yaitu adanya perpindahan massa dalam aliran turbulen.

Persamaan ini dapat ditulis sebagai berikut :

$$m_{conv} = h_m \cdot A \cdot (C_s - C_\infty) \quad (\text{Yunus A. Cengel ; 1998: 627}) \quad (2-21)$$

Dimana :

m_{conv} = Laju aliran massa konveksi (kg/s)

h_m = Koefisien perpindahan massa (m/s)

A = Luas permukaan kontak (m²)

$(C_s - C_\infty)$ = Perbedaan konsentrasi pada lapisan batas (kg/m³)

Persamaan 2-21 diatas analog dengan Hukum *Newton* tentang pendinginan yang berlaku untuk perpindahan panas konveksi, yaitu pada persamaan 2-13.

Pada permukaan plat datar terdapat proses perpindahan panas menyeluruh. Persamaan tentang laju aliran panas menyeluruh yang merupakan hasil gabungan dari proses perpindahan panas secara konduksi dan konveksi, adalah ditunjukkan pada persamaan (2-13)

Pada perpindahan massa terdapat laju aliran massa menyeluruh yang analog dengan persamaan 2-13. Untuk mendapatkan laju aliran massa menyeluruh dirumuskan dalam suatu hubungan persamaan, yaitu :

$$N_A = K \cdot (Y_{A,G} - Y_A) \quad (\text{Yunus A. Cengel ; 1998: 640}) \quad (2-22a)$$

$$m = K \cdot A \cdot (Y_{A,G} - Y_A) \quad (\text{Yunus A. Cengel ; 1998: 640}) \quad (2-22b)$$

Dengan :

m = Laju aliran massa menyeluruh (kg/s)

K = Koefisien perpindahan massa menyeluruh (m/s)

A = Luas permukaan kontak (m²)

$(Y_{A,G} - Y_A)$ = Gradien konsentrasi (kg/m³)

Dari persamaan 2-20 sampai persamaan 2-22 dapat dilihat bahwa terdapat hubungan kesamaan (analog) antara persamaan – persamaan yang menjelaskan tentang proses perpindahan panas dan proses perpindahan massa.

Metode analogi perpindahan massa dengan menggunakan teknik sublimasi *Naphthalene* mempunyai karakteristik dasar menyelidiki masalah perpindahan kalor melalui analogi perpindahan massa, yaitu mendapatkan koefisien perpindahan kalor dengan menghitung koefisien perpindahan massa terlebih dahulu. Jadi proses perpindahan massa pada *Naphthalene* terjadi karena gesekan antara fluida dengan permukaan *Naphthalene*, kemudian gesekan tersebut menimbulkan panas sehingga difusivitas *Naphthalene* meningkat sehingga terjadi sublimasi. Metode analogi perpindahan massa ini didasarkan pada teori Chilton – Colburn (1934). Persamaan yang umum digunakan untuk menghubungkan koefisien perpindahan kalor (h) dengan perpindahan massa (h_m) adalah :

$$St \cdot Pr^{2/3} = St_m \cdot Sc^{2/3} \quad (\text{Yunus A. Cengel ; 1998: 666}) \quad (2-23)$$

Hubungan perpindahan kalor dan perpindahan massa dapat diperoleh dengan persamaan 2-23 diatas, yaitu :

$$St \cdot Pr^{2/3} = \left(\frac{h}{\rho \cdot u \cdot Cp} \right) \cdot Pr^{2/3} = j = f(Re) \quad (\text{Yunus A. Cengel ; 1998: 663}) \quad (2-24)$$

$$St_m.Sc^{2/3} = \left(\frac{h_m}{u}\right).Sc^{2/3} = j_m = f(Re) \quad (\text{Yunus A. Cengel ; 1998: 663}) \quad (2-25)$$

Laju kehilangan massanya dihitung dari perbandingan massa yang hilang dengan lama waktu yang digunakan. Tekanan uap *Naphthalene* sebagai fungsi dari temperatur dihitung dengan persamaan yang disarankan oleh *Chang Ming Ling, dkk* (1994) sebagai berikut :

$$\text{Log}P = 13,564 - \frac{3729,4}{T} \quad (\text{Chang Ming Ling,1994}) \quad (2-26)$$

Dimana :

P = Tekanan Uap *Naphthalene* (N/m²)

T = Temperatur udara lingkungan rata – rata (°K)

Angka *Schmidt Naphthalene* dihitung dari persamaan :

$$Sc = 8,0743 . T^{-0.2165} \quad (\text{Chang Ming Ling,1994}) \quad (2-27)$$

Ini berlaku pada kondisi temperatur antara (15-55)°C

Sedangkan koefisien perpindahan massa dihitung dengan menggunakan persamaan dasar, yaitu

$$h_m = \frac{m}{A.\Delta C} \quad (\text{Yunus A. Cengel ; 1998: 627}) \quad (2-28)$$

Dimana ΔC adalah beda konsentrasi *Naphthalene* dari benda pada aliran fluida. Diasumsikan bahwa konsentrasi pada benda dari *Naphthalene* ekuivalen dengan tekanan uap jenuhnya. Karena tekanan uap *Naphthalene* sangat rendah

maka konsentrasi massa *Naphthalene* pada saat menguap dapat dihitung dengan persamaan gas ideal. Jadi koefisien perpindahan massa (h_m) menjadi :

$$h_m = \frac{m.R.T}{A.\Delta P.M_N} \quad (\text{Yunus A. Cengel ; 1998: 10}) \quad (2-29)$$

Dimana :

$$\Delta P = P - P_\infty$$

P = Tekanan uap jenuh *Naphthalene* di permukaan benda uji pada suhu ruang.

P_∞ = Tekanan *Naphthalene* di aliran udara (=0)

A = Luas permukaan kontak

M_N = Berat molekul *Naphthalene* ($C_{10}H_8$; C = 12,01 ; H = 1,008)

T = Temperatur udara lingkungan rata – rata : $T = \frac{T_1 + T_2}{2}$

Dari persamaan 2-24 dan 2-25, untuk faktor “j” yang sama (dengan asumsi bahwa angka *Reynold* pada kedua sistem sama) dapat diperoleh hubungan sehingga koefisien perpindahan kalor (h) dapat dihitung, yaitu :

$$h = h_m.C_p.\rho.\left(\frac{Sc}{Pr}\right)^{2/3} \quad (\text{Yunus A. Cengel ; 1998: 666}) \quad (2-30)$$

Dimana :

h_m = Koefisien perpindahan massa (m/dtk)

C_p = Heat spesifik (J/kg.K)

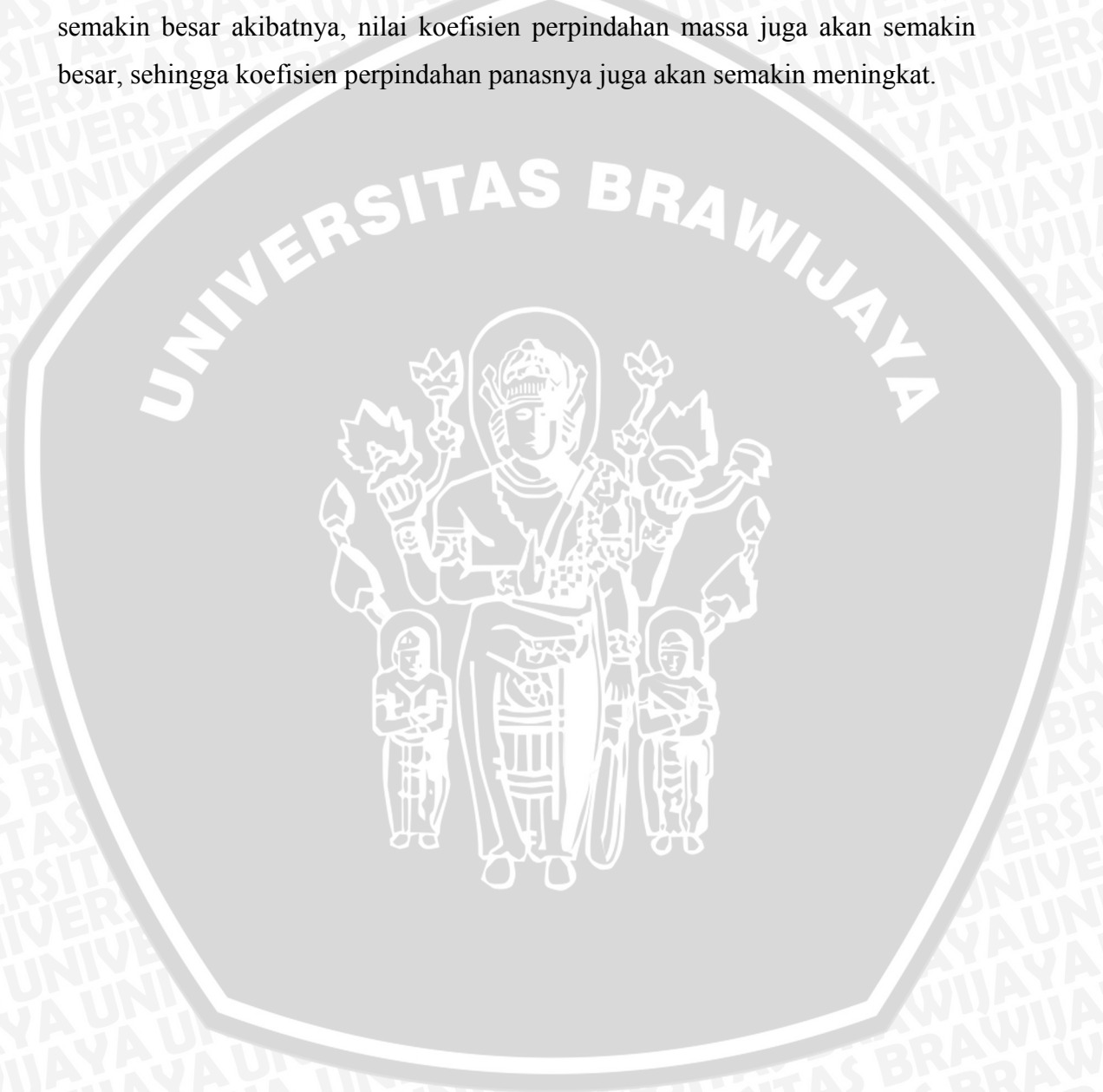
ρ = Massa jenis (kg/m³)

Sc = Angka *Schmidt*

Pr = Angka *Prandtl*

2.6 Hipotesis

Dengan semakin besar diameter benda uji maka semakin besar luas permukaan spesimen yang bersentuhan dengan fluida dan dengan diikuti meningkatnya kecepatan aliran fluida akan menyebabkan massa yang hilang semakin besar akibatnya, nilai koefisien perpindahan massa juga akan semakin besar, sehingga koefisien perpindahan panasnya juga akan semakin meningkat.



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 obyek penelitian yang diamati adalah pengaruh diameter spesimen terhadap koefisien perpindahan panas konveksi pada silinder berputar, dengan menggunakan metode sublimasi *Naphthalene*. Penelitian dilaksanakan di Laboratorium Fluida, Jurusan Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Brawijaya Malang.

3.2. Variabel Penelitian

Variabel-variabel yang digunakan dalam penelitian ini antara lain:

1. Variabel bebas (*independent variable*) adalah variabel yang besarnya ditentukan oleh peneliti dan harganya diubah-ubah dengan metode tertentu untuk mendapatkan nilai variabel terikat dari obyek penelitian sehingga diperoleh hubungan diantara keduanya. Variabel bebas dalam penelitian ini adalah:
 - a. Diameter benda uji (silinder) yaitu 17,4 mm; 20,6 mm; 27,2 mm dan 36,8 mm.
 - b. Kecepatan aliran fluida didalam *Wind Tunnel* yaitu 1,524 m/s; 2,667 m/s; 4,7244 m/s; dan 6,0706 m/s.
2. Variabel terikat (*dependent variable*) adalah variabel yang nilainya tergantung dari variabel bebas dan diketahui setelah penelitian dilakukan. Variabel terikat yang diamati dalam penelitian ini adalah koefisien perpindahan massa (h_m) dan menghitung koefisien perpindahan kalor (h).

3.3. Diagram Instalasi Penelitian

3.3.1 Alat-alat Yang Digunakan :

1. Terowongan Udara (*Wind Tunnel*)

Terowongan udara yang biasa digunakan didesain dengan khusus, udara ditarik dengan *blower* yang dihubungkan dengan *Nozzle* untuk menaikkan kecepatan udara, udara yang masuk kedalam saluran dikondisikan dalam keadaan laminar. Bahan yang digunakan adalah kayu dengan diberi pelapis untuk menghaluskan permukaan. Terowongan udara dibagi dalam tiga bagian utama yaitu:

a. Saluran udara

Mempunyai luas penampang 450 cm^2 yang di bagi dalam tiga bagian yang dapat dipisah untuk memudahkan penempatan spesimen, dimulai dari pintu masuknya udara, bagian pertama mempunyai panjang 97 cm dimana terdapat dua jendela untuk pengamatan dan terdapat instalasi tabung pitot untuk mengukur kecepatan serta dibagian depan saluran ini sebagai pintu masuk diberikan penghalang yang berlubang-lubang yang berfungsi untuk membuat udara yang masuk dalam keadaan laminar, bagian kedua yang terletak ditengah-tengah mempunyai panjang 25 cm dimana terdapat lubang-lubang untuk meletakkan termometer, dan bagian ketiga yang terhubung dengan *Nozzle* mempunyai panjang 72 cm dimana terdapat dua jendela kiri dan kanan yang dalam penelitian ini digunakan untuk penempatan spesimen.

b. *Nozzle*

Yang berfungsi untuk menaikkan kecepatan, mempunyai panjang 45 cm dimana diameter yang besar dihubungkan dengan saluran udara dan diameter yang kecil dihubungkan dengan rumah *Blower*.

c. Bagian penggerak

Yang terdiri dari rumah *Blower* yang terdapat jendela dibagian saluran keluar udara yang berfungsi untuk mengatur kecepatan udara didalam *Wind Tunnel*, *Blower* dan motor penggerak *Blower*.

2. Blower

Blower digunakan untuk membangkitkan aliran udara didalam terowongan udara. Dengan cara menghisap udara masuk melalui saluran udara dan Nozzle yang kemudian dikeluarkan melalui saluran keluar yang berupa jendela. *Blower* digerakkan oleh sebuah motor listrik yang mempunyai spesifikasi sebagai berikut:

Merk : DAYTON

Putaran : 1060 rpm

Tegangan : 115/230 V

Daya : 1/6 HP

Frekuensi : 50/60 Hz

3. Pitot tube dan manometer

Pitot tube dan *manometer* digunakan untuk mengukur kecepatan aliran udara dalam terowongan udara (*wind tunnel*). *Pitot tube* diposisikan pada jarak 53cm dari pintu masuk Udara. Manometer yang digunakan adalah:

Merk : DWYER

Maksimum *pressure* : 160 psi (690 kpa)

Maksimum temperatur : 150°F (65°C)

4. Benda uji (spesimen)

Benda uji yang digunakan adalah *Naphthalene* yang banyak dijual di pasaran dan telah dicetak berbentuk silinder dengan dimensi sebagai berikut:

Spesimen I:

ukuran panjang (L) : 100mm

diameter (D) : 17,4mm

Spesimen II:

ukuran panjang (L) : 100mm

diameter (D) : 20,6mm

Spesimen III:

ukuran panjang (L) : 100mm

diameter (D) : 27,2mm

Spesimen IV:

ukuran panjang (L) : 100mm

diameter (D) : 36,8mm

5. Termometer digital

Termometer digital digunakan untuk mengukur suhu awal dan suhu akhir percobaan. Termometer digital yang digunakan memiliki spesifikasi sebagai berikut:

| | |
|------------------|--|
| Merk | : ACEZ |
| Skala temperatur | : Celsius / Fahrenheit |
| Range pengukuran | : $-50^{\circ}\text{C} + 1300^{\circ}\text{C}$, (-58°F to 2000°F) |
| Resolution | : 1°C or 1°F ; $0,1^{\circ}\text{C}$ or $0,1^{\circ}\text{F}$ |

6. Timbangan Digital

Timbangan digital digunakan untuk menimbang benda uji sebelum dan sesudah percobaan, sehingga pengurangan berat dapat diketahui. Timbangan digital yang digunakan memiliki spesifikasi sebagai berikut:

| | |
|----------------|--|
| Merk | : METTLER |
| Frekuensi | : 50 – 60 Hz |
| Tegangan | : 100 – 120 V – 80 mA 200 – 240 V – 45 mA |
| Beban maksimum | : 3 kg |
| Beban minimum | : 0 kg |

7. Pemegang benda uji

Pemegang benda uji yang berupa rangka konstruksi yang digunakan untuk memegang benda uji saat pengujian pada lorong udara (*Wind Tunnel*), yang terdiri atas rangka dudukan yang terbuat dari besi dengan profil L dengan dimensi panjang (P); 812mm, lebar (L); 216mm dan pemegang poros benda uji berupa dua buah *chuck* mata bor yang diposisikan pada jarak tinggi (t); 260mm dari dasar rangka sampai pada garis sumbu *chuck*.

8. Motor Listrik

Motor listrik digunakan untuk memutar benda uji didalam terowongan udara berupa bor listrik dengan spesifikasi sebagai berikut:

| | |
|----------|--------------------------|
| Merk | : BLACK AND DECKER |
| Tegangan | : 220/240 V AC |
| Putaran | : 1800 rpm (tanpa beban) |

1200 rpm (beban penuh)

Daya : 370 W

Frekuensi : 50/60 Hz

9. Rangkaian Pengatur Kecepatan Motor

Rangkaian pengatur kecepatan motor digunakan untuk memvariasikan kecepatan putaran motor, yang berupa rangkaian elektronik, yang dapat mengatur kecepatan putar motor mulai dari 0 rpm sampai dengan 1800 rpm.

10. *Tachometer digital*

Tachometer digunakan untuk mengukur kecepatan putaran motor listrik.

Tachometer yang digunakan mempunyai spesifikasi sebagai berikut:

Merk : LUTRON

Test range : 5 sampai 100.000 rpm

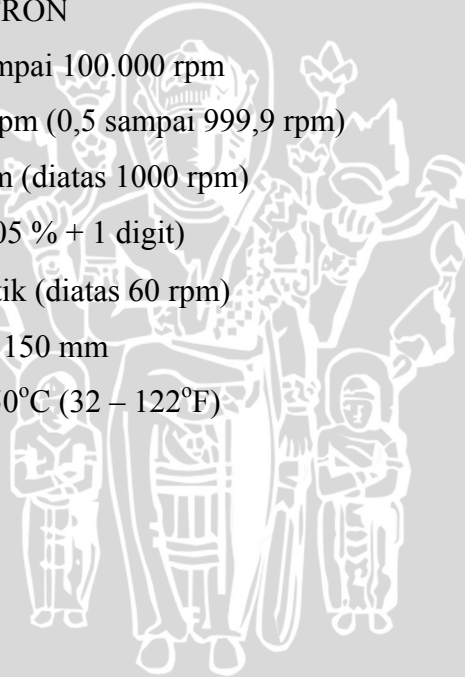
Resolution : 0,1 rpm (0,5 sampai 999,9 rpm)
1 rpm (diatas 1000 rpm)

Keakuratan : $\pm(0,05 \% + 1 \text{ digit})$

Sampling time : 1 detik (diatas 60 rpm)

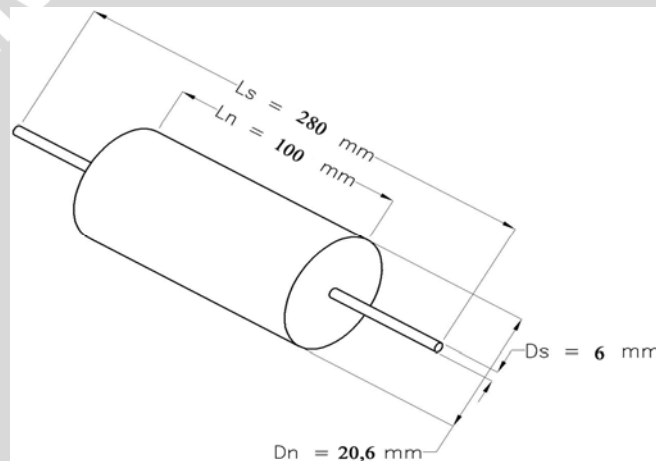
Jarak deteksi : 50 – 150 mm

Temperatur operasi : 0 – 50°C (32 – 122°F)



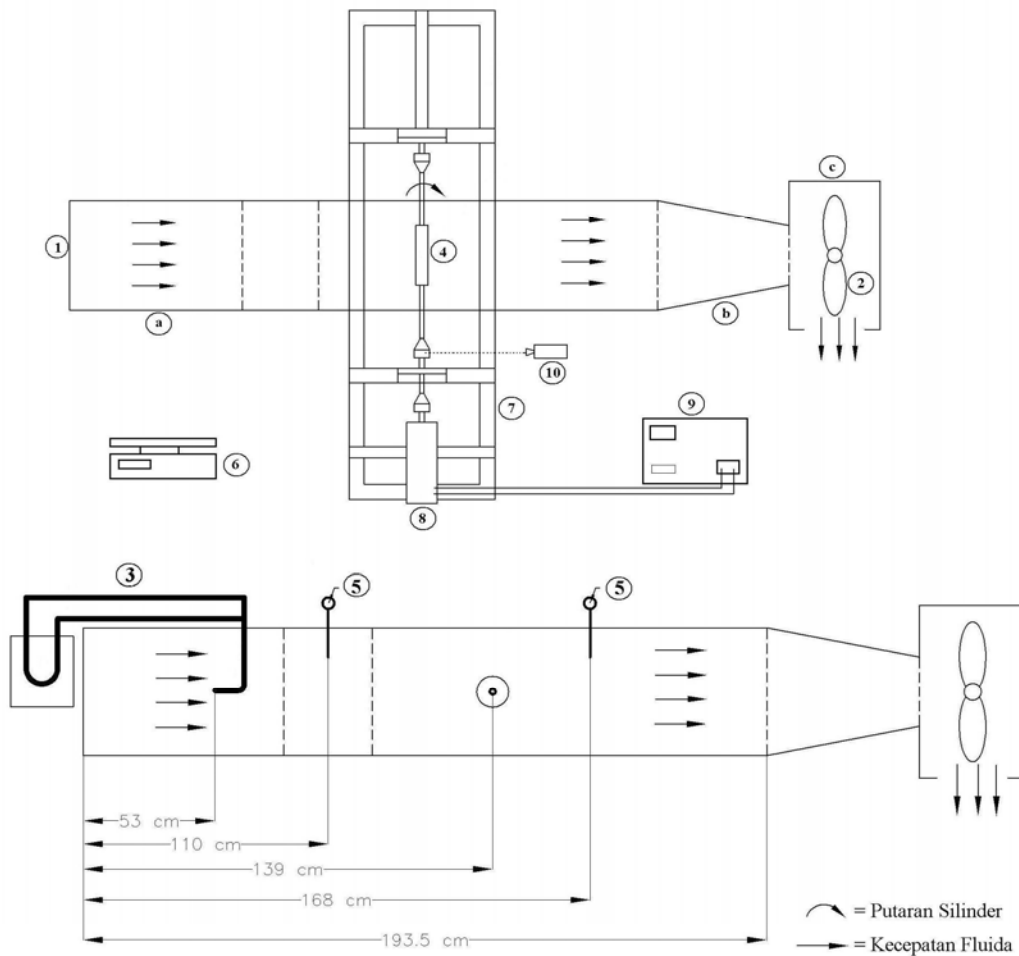
3.3.2 Geometri Spesimen Dan Instalasi Penelitian

Bahan yang digunakan dalam penelitian ini adalah *Naphthalene* atau kapur barus ($C_{10}H_8$), yang dicetak berbentuk silinder dengan geometri spesimen yang ditunjukkan pada gambar 3.1 dibawah ini. Kapur barus yang pada awalnya berbentuk bongkahan-bongkahan kemudian dicairkan terlebih dahulu, dengan cara dipanaskan sampai pada temperatur cairnya $\pm 80^{\circ}C$ yang selanjutnya kapur barus atau *Naphthalene* yang sudah berbentuk cairan dituangkan kedalam cetakan silinder, dimana dibagian tengahnya telah diletakkan poros pemegang *Naphthalene*.



Gambar 3.1. Geometri Spesimen

Sedangkan alat yang digunakan dalam pengujian ini adalah *Wind Tunnel* atau lorong udara, dimana bentuk dari *Wind Tunnel* itu sendiri maupun cara peletakan spesimen seperti yang ditunjukkan dalam gambar 3.2 dibawah ini. Untuk mengalirkan udara digunakan *Blower*, dimana *Blower* akan menarik udara dari luar masuk kedalam *Wind Tunnel*, sedangkan untuk mengatur kecepatan udara yang mengalir didalam *Wind Tunnel* dengan cara merubah luasan saluran keluar *Wind Tunnel*. Kemudian meletakkan benda uji (spesimen) didalam lorong udara (*Wind Tunnel*) dengan mengikatkan poros silinder *Naphthalene* pada pengikat poros dan motor listrik, dimana posisi benda uji melintang dengan arah aliran udara yang masuk kedalam *Wind Tunnel*.



Keterangan :

- | | |
|--|---------------------------------------|
| 1. Terowongan Udara (<i>Wind Tunnel</i>) | 5. Termometer Digital |
| a. Saluran Udara | 6. Timbangan Digital |
| b. Nozzle | 7. Pemegang Benda Uji |
| c. Rumah Blower | 8. Motor Listrik |
| 2. Blower | 9. Rangkaian Pengatur Kecepatan Motor |
| 3. Pitot Tube dan Manometer | 10. Tachometer Digital |
| 4. Benda Uji (Spesimen) | |

Gambar 3.2. Instalasi Penelitian

3.4 Prosedur Pengambilan Data

Langkah-langkah yang diambil dalam penelitian ini adalah:

1. Pembuatan benda uji.
2. Mempersiapkan alat-alat yang dibutuhkan dan merangkai peralatan yang akan digunakan.

3. Mengatur kecepatan udara yang melalui *Wind Tunnel* sesuai dengan nilai kecepatan pada pengujian pertama yaitu....kemudian *Wind Tunnel* dimatikan lagi.
4. Mengatur kecepatan putar motor pemutar spesimen sesuai dengan nilai kecepatan pengujian yaitu 1250 rpm, kemudian motor dimatikan kembali.
5. Menimbang benda uji dengan menggunakan timbangan digital untuk mengetahui berat awal benda uji.
6. Kemudian benda uji diposisikan pada bagian tengah *Wind Tunnel* dengan penempatan permukaan yang melintang terhadap aliran udara, dengan cara mengikat poros benda uji pada chuck.
7. Kemudian *Blower* dan motor pemutar benda uji dihidupkan secara bersama-sama selama selang waktu satu jam.
8. Suhu awal dan akhir didalam *Wind Tunnel* diukur dengan menggunakan termometer kemudian dicatat untuk mencari suhu rata-ratanya untuk masing-masing perobaan.
9. Setelah satu jam benda uji dilepas dan ditimbang lagi menggunakan timbangan digital untuk mendapatkan berat akhir.
10. Untuk pengujian berikutnya ulangi langkah 3 – 9 dengan kecepatan aliran udara dan diameter spesimen bervariasi, variasi antara kecepatan aliran udara dan diameter spesimen ditunjukkan pada tabel berikut:

| No | V (m/dtk) | 1,524 | 2,667 | 4,7244 | 6,0706 |
|----|-----------|-------|-------|--------|--------|
| | D (mm) | | | | |
| 1 | 17,4 | | | | |
| 2 | 20,6 | | | | |
| 3 | 27,2 | | | | |
| 4 | 36,8 | | | | |

11. Pengolahan data yang diperoleh
12. Menganalisa data yang telah diperoleh.
13. Mengambil kesimpulan.

3.5 Prosedur Analisis Data

Langkah – langkah yang dilakukan dalam proses analisis data dalam penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Pengambilan data pada tiap – tiap pengujian. Data yang diambil di antaranya :

- Temperatur udara di dalam *wind tunnel* sebelum benda diuji (°K)
- Temperatur udara di dalam *wind tunnel* sesudah benda diuji (°K)
- Beda tekanan aliran fluida yang lewat di dalam *wind tunnel* (mm H_2O)
- Berat awal spesimen (g)
- Berat akhir spesimen (g)

2. Membuat tabel hasil penelitian seperti di bawah ini :

| No | D | V (m/s) | | | | | | | | | | | | | | | |
|------|------|---------|-----|-----|------|-------|-----|-----|------|-------|-----|-----|------|-------|-----|-----|----|
| | | 1.524 | | | | 2.667 | | | | 4.724 | | | | 6.071 | | | |
| | | m1 | m2 | T1 | T2 | m1 | m2 | T1 | T2 | m1 | m2 | T1 | T2 | m1 | m2 | T1 | T2 |
| (mm) | (gr) | (gr) | (K) | (K) | (gr) | (gr) | (K) | (K) | (gr) | (gr) | (K) | (K) | (gr) | (gr) | (K) | (K) | |
| 1 | 17.4 | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 2 | 20.6 | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 3 | 27.2 | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 4 | 36.8 | | | | | | | | | | | | | | | | |

3. Menganalisis data berdasar persamaan – persamaan :

a. Perhitungan Massa yang hilang (M) :

$$M = \text{Berat awal spesimen} - \text{berat akhir spesimen}$$

b. Perhitungan Temperatur rata – rata di dalam *wind tunnel* (T)

$$T = \frac{T_1 + T_2}{2}$$

c. Perhitungan Tekanan Uap *Naphthalene* (P)

$$\text{Log}P = 13,564 - \frac{3729,4}{T}$$

d. Perhitungan Angka Schmidt (Sc)

$$Sc = 8,0743 \cdot T^{-0,2165}$$

e. Perhitungan Beda Tekanan Uap Jenuh *Naphthalene* di Permukaan Benda Uji (P) Dengan Di Aliran Fluida (P_{∞})

$$\Delta P = P - P_{\infty}$$

f. Perhitungan Koefisien Perpindahan Massa (h_m)

$$h_m = \frac{m \cdot R \cdot T}{A \cdot \Delta P \cdot M_N}$$

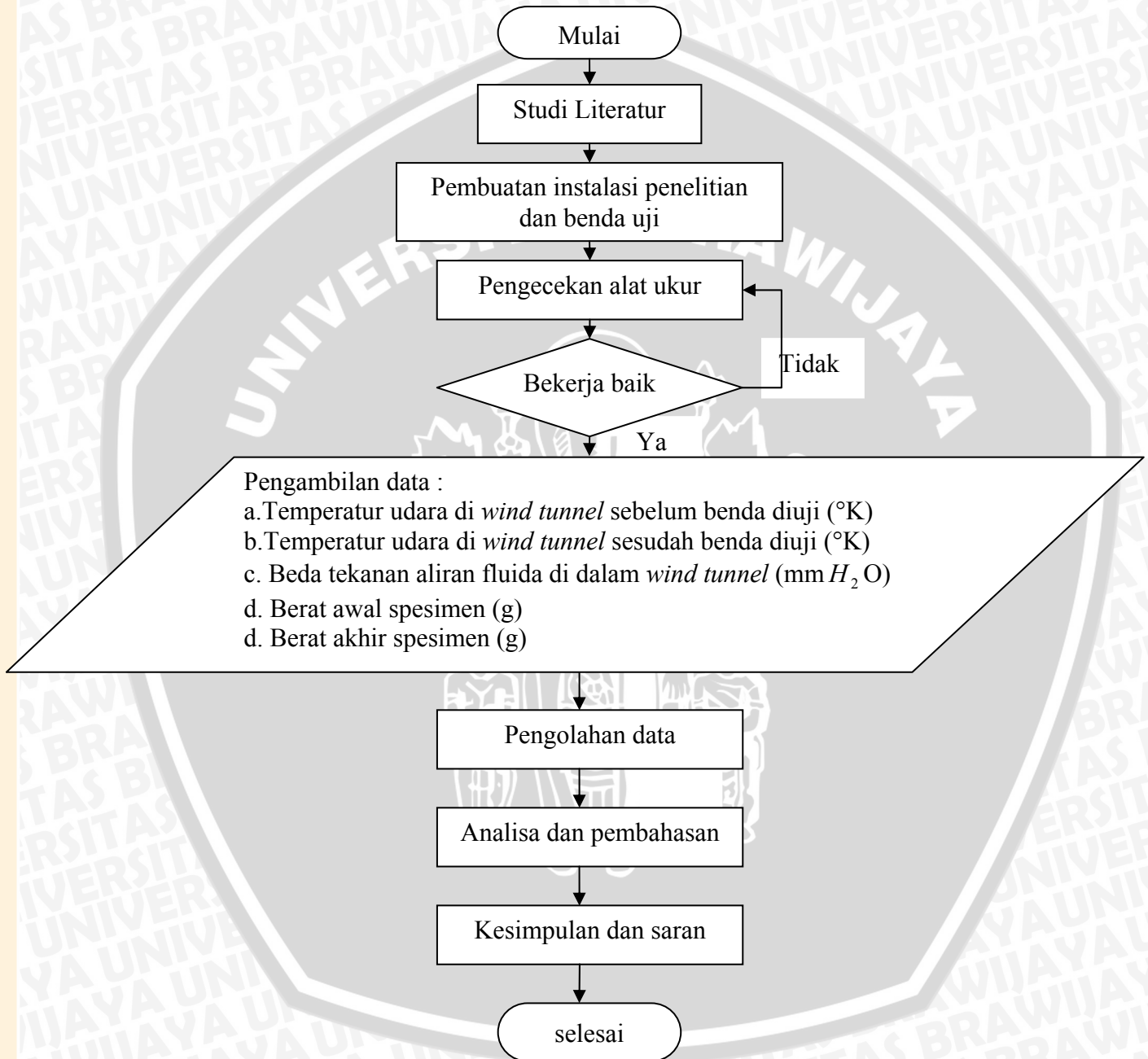
g. Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas Konveksi (h)

$$h = h_m \cdot C_p \cdot \rho \cdot \left(\frac{Sc}{Pr} \right)^{2/3}$$

4. Hasil dari analisis data akan dibandingkan untuk masing – masing pengujian dengan variasi diameter spesimen dan variasi kecepatan fluida, kemudian hasilnya ditampilkan dalam bentuk grafik dan akan dibuat pembahasannya.

3.6 Diagram Alir Proses Penelitian

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



Gambar 3.3. Diagram Alir Proses Penelitian

BAB IV

ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Analisa Data

4.1.1 Data Hasil Penelitian

Setelah dilakukan penelitian, maka didapatkan data hasil penelitian dari variasi diameter spesimen dan kecepatan aliran fluida. Data yang diperoleh dari hasil pengujian dan perhitungan datanya ditampilkan pada halaman belakang sebagai lampiran.

4.1.2 Pengolahan Data

4.1.2.1 Perhitungan Koefisien Perpindahan Massa (h_m)

Berikut adalah contoh perhitungan koefisien perpindahan panas menggunakan metode analogi perpindahan massa pada data dengan diameter spesimen (D) = 17,4 mm dan pada kecepatan fluida 1,524 m/detik. Data – data pada variasi ini adalah sebagai berikut :

1. Berat awal benda uji (M_1): 90,55 gr
2. Berat akhir benda uji (M_2): 90,28 gr
3. Temperatur *wind tunnel* sebelum benda uji (T_1): 25 °C
4. Temperatur *wind tunnel* sesudah benda uji (T_2): 25 °C

Dari data yang diperoleh dilakukan pengolahan data untuk mencari besaran-besaran yang diperlukan untuk menunjang perhitungan-perhitungan selanjutnya, pengolahan data yang dilakukan antara lain:

- a. Massa spesimen (*Naphthalene*) yang hilang (m)

Nilai massa spesimen yang hilang merupakan selisih antara berat awal spesimen (M_1) dan berat akhir spesimen (M_2), maka didapatkan besar massa spesimen yang hilang adalah:

$$\begin{aligned} m &= M_1 - M_2 \\ &= 90,55 - 90,28 \\ &= 0,27 \text{ gr} = 0,27 \times 10^{-3} \text{ kg} \end{aligned}$$

b. Temperatur Rata-rata *Wind Tunnel* (T)

Temperatur rata-rata *Wind Tunnel* didapatkan dari rata-rata antara temperatur udara sebelum spesimen dan temperatur udara setelah spesimen, yaitu:

$$\begin{aligned} T &= \frac{T_1 + T_2}{2} \\ &= \frac{25 + 25}{2} \\ &= 25 \text{ }^\circ\text{C} = 298 \text{ }^\circ\text{K} \end{aligned}$$

c. Tekanan uap jenuh *Naphthalene* (P)

Tekanan uap jenuh *Naphthalene* didapat dengan cara memasukkan nilai temperatur rata-rata *wind tunnel* kedalam persamaan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \text{Log}P &= 13,564 - \frac{3729,4}{T} \\ &= 13,564 - \frac{3729,4}{298} \\ &= 13,564 - 12,515 \\ \text{Log}P &= 1,049 \\ P &= 11,2 \text{ N/m}^2 \end{aligned}$$

d. Beda tekanan uap jenuh *Naphthalene* di permukaan benda uji dengan di aliran fluida (ΔP).

Perbedaan tekanan uap jenuh *Naphthalene* di permukaan benda uji dengan di aliran fluida didapatkan dari selisih antara tekanan uap jenuh *Naphthalene* (P) dan tekanan parsial *Naphthalene* didalam aliran udara (P_∞), karena dalam hal ini udara yang dihembuskan ke dalam wind tunnel adalah udara murni maka tekanan parsial *Naphthalene* didalam aliran udara (P_∞) dianggap 0 (nol), maka didapatkan besar beda tekanan uap jenuh *Naphthalene* di permukaan benda uji dengan di aliran fluida adalah:

$$\begin{aligned} \Delta P &= P - P_\infty \\ &= 11,2 - 0 \\ &= 11,2 \text{ N/m}^2 \end{aligned}$$

e. Bilangan *Schmidt* (Sc)

Bilangan *schmidt* diperoleh dari:

$$\begin{aligned} Sc &= 8,0743 \cdot T^{-0.2165} \\ &= 8,0743 \times 298^{-0.2165} \\ &= 2,352 \end{aligned}$$

Setelah pengolahan data di atas, langkah selanjutnya melakukan perhitungan untuk menghasilkan koefisien perpindahan massa.

$$h_m = \frac{m \cdot R \cdot T}{A \cdot \Delta P \cdot M_N}$$

Dimana:

- Konstanta gas universal (R): $R = 8314 \left(\frac{Nm}{kmol \cdot K} \right)$
- Luas selimut benda uji (A): $A = \pi \times D \times L$
 $= 3.14 \times 17,4 \times 100$
 $= 5463,6 \text{ (mm}^2\text{)}$
 $= 5,464 \times 10^{-3} \text{ (m}^2\text{)}$

- Laju perpindahan (m):

Dalam pengujian ini lama waktu yang dipergunakan adalah 60 menit untuk setiap spesimennya.

$$\begin{aligned} T &= \text{Lama waktu yang dipergunakan} \\ &= 60 \text{ (menit)} = 60 \times 60 \text{ (detik)} \\ &= 3600 \text{ (detik)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} m &= \frac{M}{t} \\ &= \frac{0,27 \cdot 10^{-3} \text{ (kg)}}{3600 \text{ (dtk)}} \\ &= 7,5 \cdot 10^{-8} \left(\frac{kg}{dtk} \right) \end{aligned}$$

- Berat molekul *Naphthalene* (M_N):

Dimana: $C_{10}H_8$; C = 12,01, H = 1,008

$$\begin{aligned}\text{Berat molekul Naphthalene } (M_N) &= (10 \times 12,01) + (8 \times 1,008) \\ &= 120,1 + 8,064 \\ &= 128,164 \left(\frac{\text{kg}}{\text{kmol}} \right)\end{aligned}$$

Maka koefisien perpindahan massa (h_m) dapat diketahui, yaitu:

$$h_m = \frac{m.R.T}{A.\Delta P.M_N}$$

$$h_m = \frac{7,5.10^{-8} \left(\frac{\text{kg}}{\text{dtk}} \right) \times 8314 \left(\frac{\text{Nm}}{\text{kmol}^\circ\text{K}} \right) \times 298 (\text{K})}{5,464.10^{-3} (\text{m}^2) \times 11,2004 \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right) \times 128,164 \left(\frac{\text{kg}}{\text{kmol}} \right)} = 0,02369 \left(\frac{\text{m}}{\text{dtk}} \right)$$

Hasil perhitungan data koefisien perpindahan massa untuk semua variasi diameter spesimen dan kecepatan aliran fluida dapat dilihat pada lampiran.

4.1.2.2 Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas (h)

Koefisien perpindahan panas pada silinder berputar didapatkan dari hubungan analogi antara perpindahan massa dengan perpindahan panas. Hasil perhitungan dari koefisien perpindahan massa dipergunakan untuk memperhitungkan koefisien perpindahan panas.

$$h = h_m.C_p.\rho \left(\frac{Sc}{Pr} \right)^{2/3}$$

Pada: T = 298 ($^\circ\text{K}$)

Dari tabel A-11 pada lampiran 2 didapat sifat udara sebagai berikut

$$Pr = 0,712$$

$$\rho = 1,186 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)$$

$$C_p = 1005 \left(\frac{J}{kg^{\circ}C} \right) = 1005 \left(\frac{J}{kg^{\circ}K} \right)$$

Maka koefisien perpindahan kalor dapat dihitung sebagai berikut:

$$h = h_m \cdot C_p \cdot \rho \cdot \left(\frac{Sc}{Pr} \right)^{2/3}$$

$$= 0,02369 \left(\frac{m}{dtk} \right) \cdot 1005 \left(\frac{J}{kg^{\circ}K} \right) \cdot 1,186 \left(\frac{kg}{m^3} \right) \cdot \left[\frac{2,352}{0,712} \right]^{2/3}$$

$$= 62,637 \left(\frac{J}{m^2 \cdot dtk \cdot ^{\circ}K} \right)$$

$$= 62,637 \left(\frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}K} \right)$$

Hasil perhitungan data koefisien perpindahan panas untuk semua variasi diameter spesimen dan kecepatan aliran fluida dapat dilihat pada lampiran.

4.1.2.3 Perhitungan Bilangan *Nusselt* (Nu) dan Bilangan *Reynold* (Re)

Dari nilai koefisien perpindahan panas (h) yang telah didapatkan, maka dilakukan perhitungan untuk mendapatkan nilai bilangan *Nusselt* pada setiap variasi kecepatan putar dan kecepatan aliran fluida, yaitu:

$$Nu = \frac{h \cdot D}{k}$$

Dimana: h = koefisien perpindahan panas konveksi $\left(\frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}K} \right)$

$$= 62,637 \left(\frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}K} \right)$$

D = Diameter spesimen

$$= 17,4 \text{ (mm)}$$

$$= 0,0174 \text{ (m)}$$

Untuk T = 298 (°K) pada lampiran 2 didapatkan:

$$k = \text{konduktivitas fluida} \left(\frac{W}{m \cdot ^{\circ}K} \right)$$

$$= 0,0272 \left(\frac{W}{m \cdot ^\circ K} \right)$$

ν = Viskositas Kinematik (m^2/dtk)

$$= 0,0000155 \text{ (} m^2/dtk \text{)}$$

Maka kita dapatkan bilangan *Nusselt* sebagai berikut:

$$Nu = \frac{62,637 \left(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K} \right) \cdot 0,0174(m)}{0,0000155 \left(\frac{W}{m \cdot ^\circ K} \right)}$$

$$= 41,918$$

Kemudian nilai bilangan *Reynold*nya didapatkan sebagai berikut:

- Bilangan *Reynold* untuk aliran fluida

$$Re_D = \frac{VD}{\nu}$$

Dimana: $V = 1,524 \text{ (} m/dtk \text{)}$

Maka bilangan *Reynold* untuk aliran fluida sebagai berikut:

$$Re_D = \frac{1,524 \left(\frac{m}{dtk} \right) \cdot 0,0174(m)}{0,0000155 \left(\frac{m^2}{dtk} \right)}$$

$$= 1699,84615$$

- Bilangan *Reynold* untuk putaran silinder :

$$Re_\omega = \frac{D^2 \omega}{2\nu}$$

Dimana: $n = 1250 \text{ rpm}$

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60}$$

$$= \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 1250(\text{rpm})}{60(\text{dtk})}$$

$$= 130,833 \text{ (rad/dtk)}$$

Maka bilangan *Reynold* untuk putaran silinder sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \text{Re}_\omega &= \frac{(0,0174\text{m})^2 \cdot 130,833(\text{rad}/\text{dtk})}{2,0000155(\text{m}^2/\text{dtk})} \\ &= 1277,7774 \end{aligned}$$

Bilangan *Reynold* gabungannya adalah sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \text{Re}_D^2 + \text{Re}_\omega^2 &= 1699,84615^2 + 1277,7774^2 \\ &= 4522192,08 \end{aligned}$$

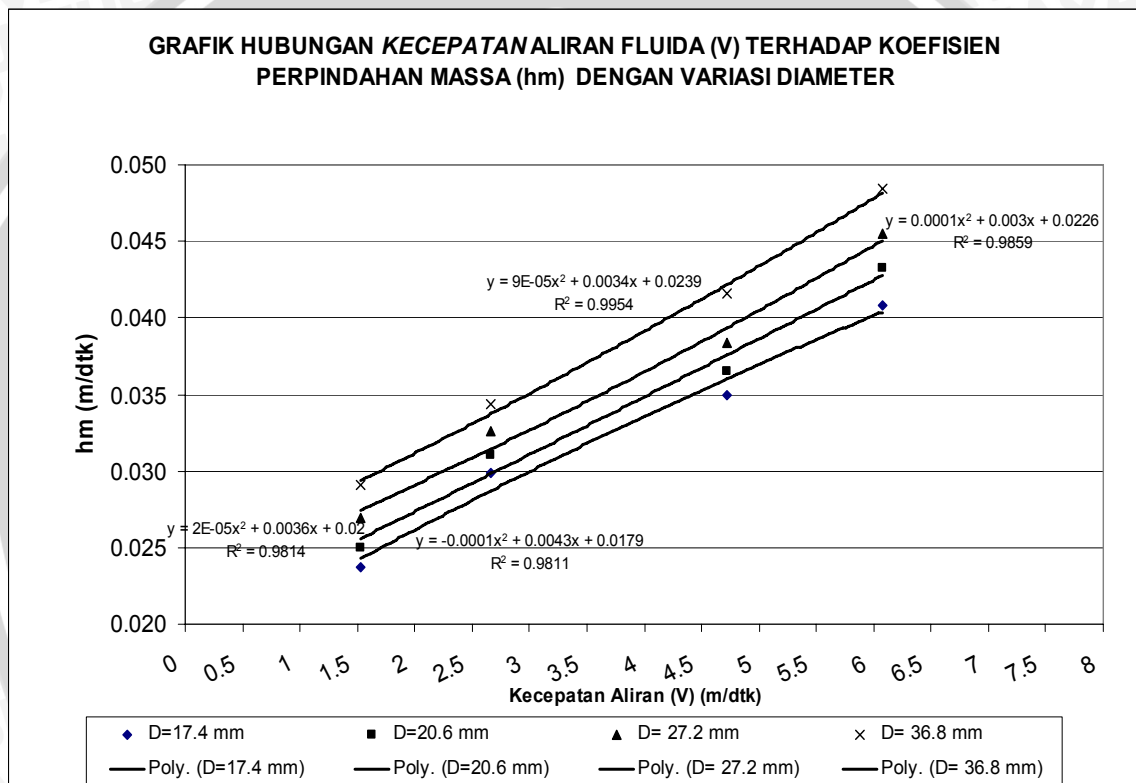
Hasil perhitungan data bilangan *Nusselt* dan bilangan *Reynold* untuk semua variasi diameter spesimen dan kecepatan aliran fluida dapat dilihat pada lampiran.



4.2 Pembahasan

Dari pengolahan data maka dapat ditampilkan grafik seperti di bawah ini :

4.2.1 Grafik Hubungan Kecepatan Aliran Fluida (V) Terhadap Koefisien Perpindahan Massa (hm) dan Koefisien Perpindahan panas Konveksi (h) Dengan Variasi Diameter



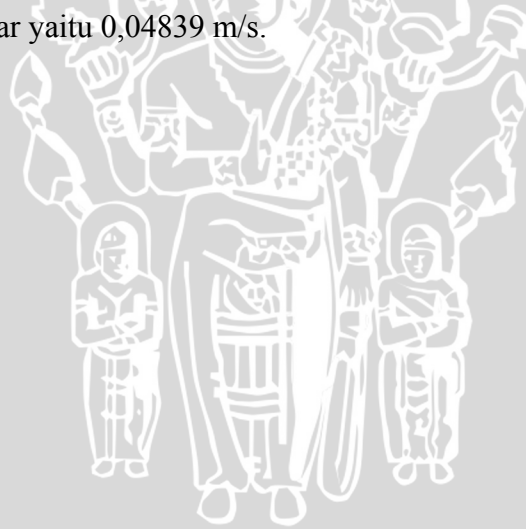
Grafik 4.1

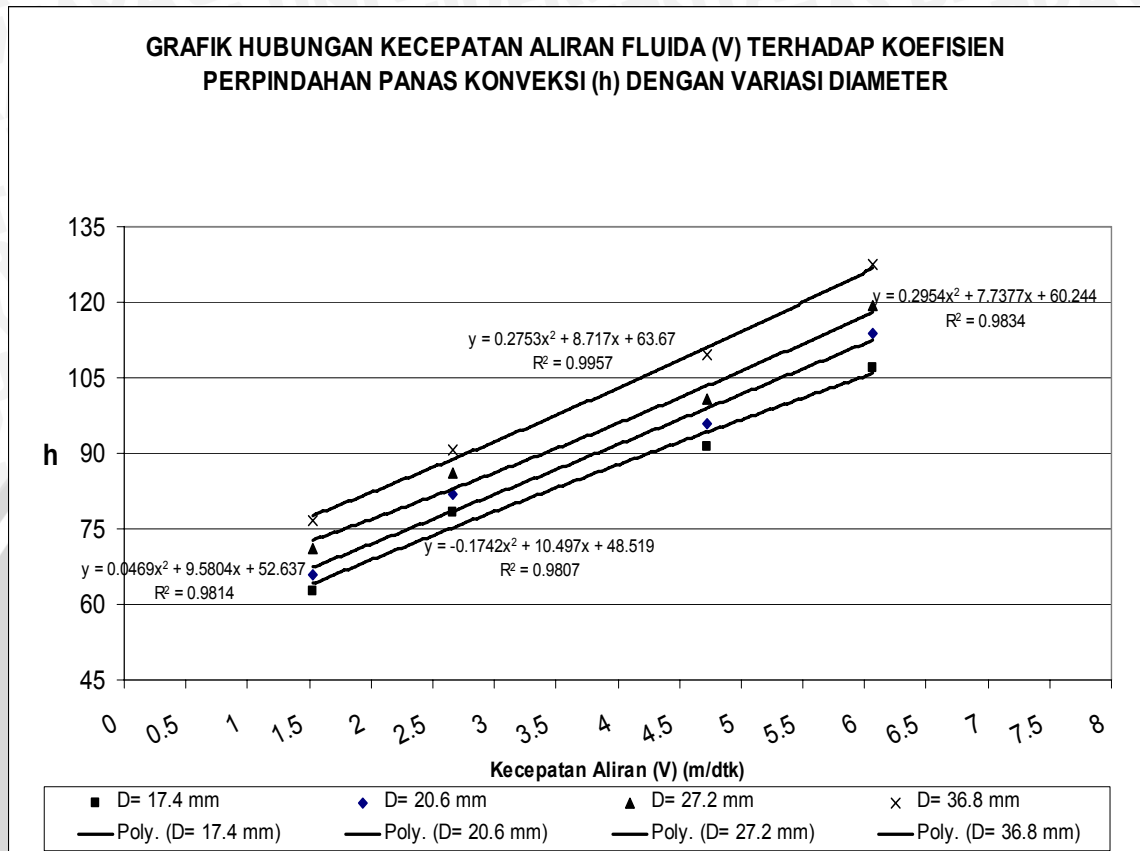
Grafik Hubungan Antara Kecepatan Aliran Fluida Dengan Koefisien Perpindahan Massa Dengan Variasi Diameter

Grafik 4.1 menunjukkan grafik hubungan antara kecepatan aliran fluida dengan koefisien perpindahan massa dengan variasi diameter. Dari grafik dapat dilihat bahwa terdapat empat kurva yang menunjukkan kondisi diameter spesimen dan kecepatan aliran fluida yang berbeda-beda, dimana untuk kurva pertama menunjukkan spesimen dengan diameter 17,4 mm kemudian untuk kurva yang ke

dua menunjukkan spesimen dengan diameter 20,6 mm, yang ketiga menunjukkan spesimen dengan diameter 27,2 mm dan yang ke empat menunjukkan spesimen dengan diameter 36,8 mm. Dimana semakin tinggi kecepatan aliran fluida dan diameter spesimennya, maka koefisien perpindahan massa yang dihasilkan juga semakin besar. Pada tiap-tiap kurva mempunyai trend yang hampir sama, yaitu adanya peningkatan nilai koefisien perpindahan massa seiring bertambah besarnya diameter spesimen dan kecepatan aliran fluida.

Pada grafik terlihat bahwa pada spesimen dengan $D = 17,4$ mm dan kecepatan aliran fluidanya = 1,524 m/dtk nilai koefisien perpindahan massanya = 0,02369 m/s. Seiring dengan bertambah besarnya nilai kecepatan aliran fluida dan diameter spesimen (D) maka nilai koefisien perpindahan massanya juga semakin besar pula, hal ini dapat terlihat pada spesimen dengan diameter (D) = 36,8 mm dan kecepatan aliran fluida = 6,071 m/dtk memiliki nilai koefisien perpindahan massa yang paling besar yaitu 0,04839 m/s.





Grafik 4.2

Grafik Hubungan Antara Kecepatan Aliran Fluida Terhadap Koefisien Perpindahan Panas Konveksi Dengan Variasi Diameter

Grafik 4.2 menunjukkan grafik hubungan antara kecepatan aliran fluida terhadap koefisien perpindahan panas konveksi dengan variasi diameter. Dari grafik dapat dilihat bahwa trendnya tidak jauh berbeda dengan trend yang terjadi pada grafik hubungan antara kecepatan aliran fluida dengan koefisien perpindahan massa dengan variasi diameter. Hal ini dikarenakan besarnya nilai koefisien perpindahan panas konveksi (h) dipengaruhi oleh besarnya nilai koefisien perpindahan massa (h_m), jika koefisien perpindahan massanya naik atau turun maka koefisien perpindahan panas konveksinya akan mengalami kenaikan atau penurunan juga. Koefisien perpindahan panas sebanding dengan koefisien perpindahan massa.

Hal ini sesuai dengan persamaan berikut:

$$h = h_m \cdot C_p \cdot \rho \cdot \left(\frac{Sc}{Pr} \right)^{2/3}$$

Dari persamaan diatas dapat dilihat bahwa besarnya nilai koefisien perpindahan panas dipengaruhi oleh beberapa faktor, yaitu koefisien perpindahan massa (h_m), kerapatan fluida (ρ), panas jenis pada tekanan konstan (C_p) dan bilangan *Lewis* (Le) yaitu perbandingan antara bilangan *Schmidt* dan *Prandtl* $\left(\frac{Sc}{Pr} \right)$. Karena kondisi kerapatan fluida (ρ), panas jenis pada tekanan konstan (C_p) dan bilangan *Lewis* (Le) pada tiap penelitian hampir sama, maka dari kelima faktor yang mempengaruhi koefisien perpindahan panas, faktor yang paling dominan adalah koefisien perpindahan massa (h_m).

Sama halnya yang terjadi pada koefisien perpindahan massa, pada tiap kenaikan kecepatan aliran fluida akan mengakibatkan koefisien perpindahan panasnya ikut naik. Hal ini dapat dilihat dari grafik bahwa dengan bertambahnya kecepatan aliran fluida nilai koefisien perpindahan panasnya juga akan mengalami kenaikan. Begitu juga semakin besar diameter spesimen, koefisien perpindahan panasnya juga akan naik Hal ini disebabkan semakin meningkatnya kecepatan aliran fluida dan diameter spesimen massa yang hilang akan semakin besar pula, sehingga akan menyebabkan laju kehilangan massanya menjadi semakin besar. Karena besarnya laju perpindahan massa bergantung sebagian besar pada gerakan pencampuran partikel-partikel fluida. Semakin besar kecepatan aliran fluida dan diameter spesimen menyebabkan *Reynold* aliran semakin tinggi. Semakin tinggi *Reynold* aliran maka tingkat turbulensi aliran yang terbentuk di sekitar silinder akan semakin tinggi, sehingga unsur-unsur pencampuran antara fluida yang berkonsentrasi tinggi dengan fluida yang berkonsentrasi rendah sangat berperan dalam proses laju perpindahan massa.

Spesimen dengan diameter (D) = 36,8 mm mempunyai koefisien perpindahan massa yang paling tinggi pada tiap-tiap kondisi kecepatan aliran fluida. Hal ini karena semakin besar luas permukaan selimut silinder (A), maka

fluida yang bersentuhan dengan spesimen semakin besar pula, sehingga koefisien perpindahan massanya besar.

Selain itu putaran juga mempengaruhi nilai dari koefisien perpindahan massa. Pada kondisi ini koefisien perpindahan massa juga dipengaruhi oleh kedua keadaan tersebut, yaitu putaran dan *Reynold* aliran, semakin tinggi putaran dan *Reynold* aliran maka koefisien perpindahan massa yang dihasilkan akan semakin tinggi pula. Hal ini disebabkan karena penggabungan dari dua kondisi ini yaitu putaran dan *Reynold* aliran akan menimbulkan gerakan pencampuran yang terjadi pada partikel-partikel fluida semakin besar sehingga akan meningkatkan laju perpindahan massanya.

Karena laju kehilangan massanya semakin besar maka koefisien perpindahan massanya juga akan semakin besar pula. Sehingga akan didapatkan nilai koefisien perpindahan panas (h) yang semakin besar pula. Hal ini menunjukkan adanya kesebandingan antara perpindahan massa dan perpindahan panas.

Dari grafik juga diperlihatkan bahwa koefisien perpindahan panas yang paling rendah terjadi pada kondisi kecepatan aliran fluida $V = 1,524$ m/dtk dan diameter spesimen (D) = 17,4 mm yaitu sebesar 62,637 ($W/m^2 \cdot ^\circ K$). Sedangkan koefisien perpindahan panas yang paling besar terjadi pada kondisi kecepatan aliran fluida $V = 6,071$ m/dtk dan diameter spesimen (D) = 36,8 mm, yaitu sebesar 127,384 ($W/m^2 \cdot ^\circ K$).

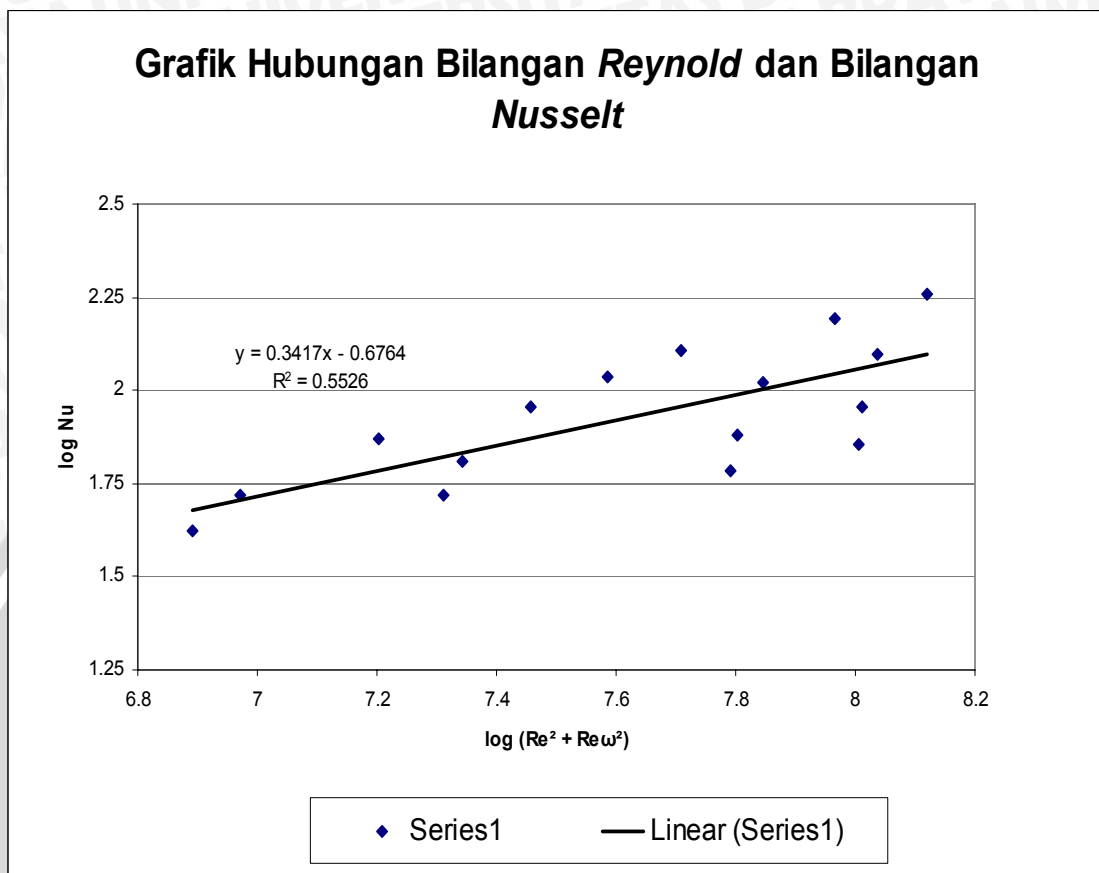
4.2.2 Grafik Hubungan Antara Bilangan *Reynold* (*Re*) dengan Bilangan *Nusselt* (*Nu*)

Nilai bilangan *Nusselt* dapat diperoleh dari besarnya nilai bilangan *Reynold*-nya, hal ini sesuai dengan persamaan:

$$Nu = f(Re, Pr)$$

Dalam persamaan diatas dapat dilihat bahwa bilangan *Nu* merupakan fungsi dari bilangan *Reynold* (*Re*) dan bilangan *Prandtl* (*Pr*). Yang artinya bahwa besarnya nilai bilangan *Nusselt* dipengaruhi oleh besarnya bilangan *Reynold* (*Re*) dan bilangan *Prandtl* (*Pr*), dimana hubungannya adalah sebanding. Jika propertis fluida dalam penelitian sama maka bilangan *Prandtl*-nya (*Pr*) akan tetap. Sehingga yang mempengaruhi besarnya nilai bilangan *Nusselt* adalah bilangan *Reynold*-nya. Dimana jika nilai bilangan *Reynold*-nya besar maka bilangan *Nusselt* yang dihasilkan juga besar, hal ini disebabkan karena dengan bilangan *Reynold* yang besar maka lapisan batas yang terbentuk akan semakin tipis, sehingga kondisi aliran laminernya semakin kecil dan kondisi aliran turbulennya semakin besar, dimana pada kondisi aliran yang turbulen laju perpindahan panasnya akan semakin cepat.

Dalam penelitian ini konveksi yang diterapkan adalah konveksi gabungan antara dua konveksi paksa, yaitu konveksi paksa yang disebabkan oleh aliran bebas (aliran fluida) dan konveksi paksa yang disebabkan oleh putaran silinder. Dimana pada masing-masing konveksi ini menghasilkan bilangan *Reynold*, yaitu bilangan *Reynold* aliran didapatkan dari aliran bebas fluida (Re_D) dan bilangan *Reynold* putaran yang didapatkan dari kecepatan putar silinder (Re_ω). Karena kedua bilangan *Reynold* berpengaruh dalam perpindahan panasnya, maka untuk mencari hubungan antara bilangan *Reynold* dengan bilangan *Nusselt*, kedua bilangan *Reynold* ini harus digabungkan menjadi $(Re^2 + Re_\omega^2)$.



Grafik 4.3

Grafik Hubungan Antara Bilangan *Reynold* Dengan Bilangan *Nusselt*

Dalam grafik 4.3, yang merupakan grafik hubungan antara bilangan *Reynold* (Re) dengan bilangan *Nusselt*, digunakan regresi linier untuk menganalisa hubungan antara bilangan *Reynold* dan bilangan *Nusselt*-nya, yang mana hubungan persamaanya adalah sebagai berikut:

$$Nu = a.(Re^2 + Re\omega^2)^b$$

Pada persamaan diatas ada dua variabel yang belum diketahui, yang keduanya merupakan konstanta. Untuk mendapat kedua nilai konstanta tersebut dipakai persamaan berikut untuk menghasilkan regresi linier pada grafik.

$$\log Nu = \log a + b \log(Re^2 + Re\omega^2)$$

$$Y = A + bX$$

Dari persamaan garis yang didapatkan pada grafik dapat diketahui besarnya variabel a dan b, yaitu:

$$Y = 0,3417X - 0,6764$$

Sehingga:

$$\log a = -0,6764$$

$$a = 0,2105$$

Dan

$$b = 0,3417$$

Dengan :

- koefisien determination (R^2) sebesar 0,5526 , yang artinya bahwa kira – kira 55,26 % daripada variasi di dalam nilai – nilai Nu dapat dijelaskan oleh ($Re^2 + Re_o^2$).

- Koefisien korelasinya (R)

$$\begin{aligned} R &= \sqrt{R^2} \\ &= \sqrt{0,5526} \\ &= 0,74337 \\ &= 74,337\% \end{aligned}$$

- Standart deviation (*standart error of the estimate*) ($s_{y,x}$)

$$\begin{aligned} s_{y,x} &= \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (y_i - y'_i)^2}{n-2}} \\ &= 0,1244 \\ &= 12,44\% \end{aligned}$$

Dimana : y_i = Nu data

y'_i = Nu perhitungan dari persamaan garis

n = jumlah data

Maka persamaan untuk bilangan *Nusselt* mejadi:

$$Nu = 0,2105.(Re^2 + Re_{\omega}^2)^{0,3417}$$

Untuk kondisi : $2487,949 < Re < 9973,945$

$$1265,56 < Re_{\omega} < 5687,997 \text{ atau } n = 1250 \text{ rpm}$$

Dari grafik juga dapat dilihat bahwa dengan semakin meningkatnya nilai bilangan *Reynold* gabungan maka bilangan *Nusselt*-nya akan naik pula. Hal ini disebabkan karena bilangan *Nusselt* merupakan perbandingan perpindahan panas konveksi melalui lapisan fluida relatif terhadap perpindahan panas konduksi melalui lapisan fluida yang sama. Sehingga semakin kecil perpindahan panas konduksinya dan semakin besar perpindahan panas konveksinya, maka bilangan *Nusselt* yang dihasilkan akan semakin besar. Sedangkan pada kondisi bilangan *Reynold* yang besar lapisan batas yang terbentuk semakin kecil sehingga kondisi perpindahan panas konduksinya semakin kecil dan turbulensi yang terbentuk semakin besar sehingga perpindahan panas konveksinya semakin besar, yang akan menghasilkan bilangan *Nusselt* yang besar pula.

Dari grafik 4.3 juga dapat dilihat bahwa semakin tinggi bilangan *Reynold* gabungan jarak antara kondisi semakin rapat, yang ditunjukkan dengan titik-titik yang terlihat pada grafik. Hal ini dikarenakan pada bilangan *Reynold* gabungan yang rendah konveksi gabungan yang terjadi tidak seimbang, terdapat perbedaan yang jauh antara bilangan *Reynold* aliran dan bilangan *Reynold* putaran. Tetapi dengan semakin naiknya *Reynold* gabungan kondisinya mendekati keseimbangan, hal ini disebabkan karena pada *Reynold* gabungan yang tinggi antara aliran dan putaran sama-sama berpengaruh dalam proses perpindahan panasnya. Dimana *Reynold* gabungan yang paling besar adalah 131832890.259 yang merupakan gabungan dari bilangan *Reynold* aliran $Re = 7991,302$ dan bilangan *Reynold* putaran $Re_{\omega} = 5687.997$ yang menghasilkan bilangan *Nusselt* sebesar 180,297.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari pengujian pengukuran nilai koefisien perpindahan panas konveksi pada silinder berputar dengan metode analogi perpindahan massa didapatkan :

1a Dengan bertambah besarnya kecepatan aliran fluida dan diameter spesimen menyebabkan nilai koefisien perpindahan massa menjadi besar, sehingga koefisien perpindahan panas konveksinya bertambah besar pula.

Untuk spesimen dengan diameter = 17,4 mm dan kecepatan aliran (V) = 1,524 m/s memiliki koefisien perpindahan massa (h_m) dan koefisien perpindahan panas konveksi (h) yang paling kecil yaitu 0,02369 (m/s) dan 62,637 ($W/m^2 \cdot ^\circ K$). Spesimen dengan diameter = 36,8 mm dan kecepatan aliran (V) = 6,071 m/s memiliki koefisien perpindahan massa (h_m) dan koefisien perpindahan panas konveksi (h) yang paling besar yaitu 0,04839 m/s dan 127,384 ($W/m^2 \cdot ^\circ K$).

1b Dari hasil percobaan juga didapat persamaan untuk bilangan *Nusselt* nya :

$$Nu = 0,2105 \cdot (Re^2 + Re_\omega^2)^{0,3417}$$

Dengan koefisien korelasinya adalah 74,337 % dengan standar deviasi 12,44 % dan kondisi batasnya : $2487,949 < Re < 9973,945$ dan $1265,56 < Re_\omega < 5687,997$.

5.2 Saran

1. Perlu dilakukan penelitian mengenai model aliran pada silinder berputar agar dapat diketahui lapisan batasnya.
2. Perlu dilakukan penelitian lebih lanjut untuk variasi kecepatan aliran fluida dan variasi diameter untuk menghasilkan lebih banyak data sehingga hasil yang didapatkan lebih akurat.

DAFTAR PUSTAKA

- Cengel, Yunus A; 2003: *Heat Transfer Practical Approach*; Mc. Graw Hill,Ltd., NewYork
- Cengel, Yunus A; 1998: *Heat Transfer Practical Approach*; Mc. Graw Hill,Ltd , NewYork
- Chang-Ming Ling, Yuan-Yue Jin, Zhong-Qi Chen; 1994: *Heat, Mass Transfer and Pressure Drop in Triangular- Rib-Roughned Rectangular chanel*; Internet Journal Heat and Fluid Flow, vol. 15, No. 6, hal 486-490
- Cho, K. Thomas F. Irvine, JR. Jaccob Karni; 1992: *Measurement of Diffusion Coefficient of Naphthalene into Air*; Internet Journal Heat Mass Transfer, vol. 35, No. 4, hal 957-966
- Holman, J. P; 1991: *Perpindahan Kalor*; Edisi 6; Mc Graw Hill, Ltd., New York
- Incropera, F. F. dan De Witt, D. P; 2002: *Fundamentals of Heat Transfer*, John Willey & Sons, New York
- James K, Welty dan Charles E. Witch; 1983: *Fundamentals of Momentum, Heat and Mass Transfer*; Mc Graw Hill,Ltd., New York
- Koestoer, Raldi Artono; 2002: *Perpindahan Kalor*; Salemba Teknika, Jakarta
- Kreith, Frank; 1997: *Prinsip-prinsip Perpindahan Panas*. Terjemahan A. Priyono; Erlangga, Bandung
- Olson, R. M. Dan Steven J, Wright; 1990: *Dasar-dasar Mekanika Fluida Teknik*; Edisi kelima; PT. Grmedia Pustaka Utama, Jakarta

LAMPIRAN I

Tabel 1 Hasil Pengujian kehilangan massa *Naphthalene* pada variasi diameter dan kecepatan aliran fluida

| No | D | V (m/s) | | | | | | | | | | | | | | | |
|----|------|---------|--------|------|-----|--------|--------|------|-----|--------|--------|------|-----|--------|--------|------|-----|
| | | 1.524 | | | | 2.667 | | | | 4.724 | | | | 6.071 | | | |
| | | m1 | m2 | T1 | T2 | m1 | m2 | T1 | T2 | m1 | m2 | T1 | T2 | m1 | m2 | T1 | T2 |
| | | (mm) | (gr) | (gr) | (K) | (K) | (gr) | (gr) | (K) | (K) | (gr) | (gr) | (K) | (K) | (gr) | (gr) | (K) |
| 1 | 17.4 | 90.55 | 90.28 | 25 | 25 | 91.29 | 90.88 | 27 | 27 | 91.41 | 90.93 | 27 | 27 | 90.85 | 90.29 | 27 | 27 |
| 2 | 20.6 | 101.45 | 101.08 | 26 | 26 | 101.59 | 101.13 | 26 | 26 | 102.73 | 102.19 | 26 | 26 | 100.91 | 100.27 | 26 | 26 |
| 3 | 27.2 | 125.79 | 125.31 | 25 | 25 | 127.61 | 127.03 | 25 | 25 | 129.52 | 128.77 | 26 | 26 | 127.18 | 126.37 | 25 | 25 |
| 4 | 36.8 | 188.18 | 187.48 | 25 | 25 | 177.16 | 176.25 | 26 | 26 | 181.13 | 180.03 | 26 | 26 | 186.81 | 185.53 | 26 | 26 |

Tabel 2 Hasil perhitungan koefisien perpindahan massa (hm) dan koefisien perpindahan panas konveksi (h)

| No | D | A | 1.524 m/s | | | | | | | | |
|----|------|-------------------|-----------|------------|-----|---------------------|---------------------|-------|---------|--------|--------|
| | | | M | m | T | P | ΔP | Sc | hm | h | Nu |
| | (mm) | (m ²) | (gr) | (kg/detik) | (K) | (N/m ²) | (N/m ²) | | (m/s) | | |
| 1 | 17.4 | 0.005464 | 0.27 | 7.50E-08 | 298 | 11.200 | 11.2004 | 2.352 | 0.02369 | 62.637 | 41.918 |
| 2 | 20.6 | 0.006468 | 0.37 | 1.03E-07 | 299 | 12.334 | 12.3336 | 2.350 | 0.02499 | 65.779 | 52.117 |
| 3 | 27.2 | 0.008541 | 0.48 | 1.33E-07 | 298 | 11.200 | 11.2004 | 2.352 | 0.02694 | 71.234 | 74.522 |
| 4 | 36.8 | 0.011555 | 0.7 | 1.94E-07 | 298 | 11.200 | 11.2004 | 2.352 | 0.02904 | 76.783 | 108.68 |

| No | D | A | 2.667 m/s | | | | | | | | |
|----|------|-------------------|-----------|------------|-----|---------------------|---------------------|-------|---------|--------|--------|
| | | | M | m | T | P | ΔP | Sc | hm | h | Nu |
| | (mm) | (m ²) | (gr) | (kg/detik) | (K) | (N/m ²) | (N/m ²) | | (m/s) | | |
| 1 | 17.4 | 0.005464 | 0.41 | 1.14E-07 | 300 | 13.573 | 13.573 | 2.349 | 0.02989 | 78.342 | 52.429 |
| 2 | 20.6 | 0.006468 | 0.46 | 1.28E-07 | 299 | 12.334 | 12.334 | 2.350 | 0.03107 | 81.780 | 64.795 |
| 3 | 27.2 | 0.008541 | 0.58 | 1.61E-07 | 298 | 11.2 | 11.2 | 2.352 | 0.03256 | 86.074 | 90.047 |
| 4 | 36.8 | 0.011555 | 0.91 | 2.53E-07 | 299 | 12.334 | 12.334 | 2.350 | 0.03440 | 90.562 | 128.18 |

| No | D | A | 4.724 m/s | | | | | | | | |
|----|------|-------------------|-----------|------------|-----|---------------------|------------|-------|---------|---------|--------|
| | | | M | m | T | P | ΔP | Sc | hm | h | Nu |
| | (mm) | (m ²) | (gr) | (kg/detik) | (K) | (N/m ²) | (K) | | (m/s) | | |
| 1 | 17.4 | 0.005464 | 0.48 | 1.33E-07 | 300 | 13.573 | 13.573 | 2.349 | 0.03499 | 91.453 | 61.203 |
| 2 | 20.6 | 0.006468 | 0.54 | 1.50E-07 | 299 | 12.334 | 12.334 | 2.350 | 0.03647 | 96.002 | 76.063 |
| 3 | 27.2 | 0.008541 | 0.75 | 2.08E-07 | 299 | 12.334 | 12.334 | 2.350 | 0.03836 | 100.598 | 105.24 |
| 4 | 36.8 | 0.011555 | 1.1 | 3.05E-07 | 299 | 12.334 | 12.334 | 2.350 | 0.04159 | 109.471 | 154.94 |

| No | D | A | 6.071 m/s | | | | | | | | |
|----|------|-------------------|-----------|------------|-----|---------------------|------------|-------|---------|---------|---------|
| | | | M | m | T | P | ΔP | Sc | hm | h | Nu |
| | (mm) | (m ²) | (gr) | (kg/detik) | (K) | (N/m ²) | (K) | | (m/s) | | |
| 1 | 17.4 | 0.005464 | 0.56 | 1.56E-07 | 300 | 13.573 | 13.573 | 2.349 | 0.04082 | 107.004 | 71.6103 |
| 2 | 20.6 | 0.006468 | 0.64 | 1.78E-07 | 299 | 12.334 | 12.334 | 2.350 | 0.04322 | 113.78 | 90.1489 |
| 3 | 27.2 | 0.008541 | 0.81 | 2.25E-07 | 298 | 11.200 | 11.200 | 2.352 | 0.04547 | 119.295 | 124.801 |
| 4 | 36.8 | 0.011555 | 1.28 | 3.56E-07 | 299 | 12.334 | 12.334 | 2.350 | 0.04839 | 127.384 | 180.298 |

Tabel 3 Hasil perhitungan Bilangan *Reynold* aliran untuk tiap – tiap variasi diameter dan variasi kecepatan aliran fluida

| No | D (mm) | V (m/s) | | | |
|----|-----------|----------|----------|----------|----------|
| | | 1.524 | 2.667 | 4.724 | 6.071 |
| | | Re | Re | Re | Re |
| 1 | 17.4 | 1699.846 | 2974.731 | 5235.516 | 6728.369 |
| 2 | 20.6 | 1999.643 | 3499.376 | 6238.103 | 8016.833 |
| 3 | 27.2 | 2657.231 | 4620.535 | 8184.255 | 10517.91 |
| 4 | 36.8 | 3595.077 | 6291.385 | 11386.05 | 14632.67 |

Tabel 4 Hasil perhitungan bilangan *Nusselt* dan bilangan *Reynold* gabungan

| No | D (mm) | V (m/dtk) | 1,524 | | 2,667 | | 4,724 | | 6,071 | |
|----|-----------|-----------|---------|---|---------|---|---------|---|---------|---|
| | | | Re | | Re | | Re | | Re | |
| | | | Nu | Re ² +Re ω ² | Nu | Re ² +Re ω ² | Nu | Re ² +Re ω ² | Nu | Re ² +Re ω ² |
| 1 | 17.4 | 1265.5694 | 41.918 | 7791557 | 52.429 | 20493785 | 61.203 | 61834494 | 71.610 | 101081246 |
| 2 | 20.6 | 1779.5011 | 52.117 | 9356516 | 64.795 | 22058743 | 76.063 | 63399452 | 90.149 | 102646204 |
| 3 | 27.2 | 3117.4391 | 74.522 | 15908318 | 90.047 | 28610546 | 105.241 | 69951255 | 124.801 | 109198007 |
| 4 | 36.8 | 5687.997 | 108.678 | 38543202 | 128.180 | 51245429 | 154.943 | 92586138 | 180.298 | 131832890 |

LAMPIRAN II

TABLE A-11

Properties of gases at 1 atm pressure

| Temperature, T K | Density, ρ kg/m ³ | Specific heat, C_p J/kg · °C | Thermal conductivity, k W/m · °C | Thermal diffusivity, α m ² /s | Dynamic viscosity, μ kg/m · s | Kinematic viscosity, ν m ² /s | Prandtl number, Pr |
|--------------------|-----------------------------------|--------------------------------|------------------------------------|---|-----------------------------------|--|--------------------|
| <i>Air</i> | | | | | | | |
| 200 | 1.766 | 1003 | 0.0181 | 1.02×10^{-5} | 1.34×10^{-5} | 0.76×10^{-5} | 0.740 |
| 250 | 1.413 | 1003 | 0.0223 | 1.57×10^{-5} | 1.61×10^{-5} | 1.14×10^{-5} | 0.724 |
| 280 | 1.271 | 1004 | 0.0246 | 1.95×10^{-5} | 1.75×10^{-5} | 1.40×10^{-5} | 0.717 |
| 290 | 1.224 | 1005 | 0.0253 | 2.09×10^{-5} | 1.80×10^{-5} | 1.48×10^{-5} | 0.714 |
| 298 | 1.196 | 1005 | 0.0259 | 2.18×10^{-5} | 1.84×10^{-5} | 1.55×10^{-5} | 0.712 |
| 300 | 1.177 | 1005 | 0.0261 | 2.21×10^{-5} | 1.85×10^{-5} | 1.57×10^{-5} | 0.712 |
| 310 | 1.143 | 1006 | 0.0268 | 2.35×10^{-5} | 1.90×10^{-5} | 1.67×10^{-5} | 0.711 |
| 320 | 1.110 | 1006 | 0.0275 | 2.49×10^{-5} | 1.94×10^{-5} | 1.77×10^{-5} | 0.710 |
| 330 | 1.076 | 1007 | 0.0283 | 2.64×10^{-5} | 1.99×10^{-5} | 1.86×10^{-5} | 0.708 |
| 340 | 1.043 | 1007 | 0.0290 | 2.78×10^{-5} | 2.03×10^{-5} | 1.96×10^{-5} | 0.707 |
| 350 | 1.009 | 1008 | 0.0297 | 2.92×10^{-5} | 2.08×10^{-5} | 2.06×10^{-5} | 0.706 |
| 400 | 0.883 | 1013 | 0.0331 | 3.70×10^{-5} | 2.29×10^{-5} | 2.60×10^{-5} | 0.703 |
| 450 | 0.785 | 1020 | 0.0363 | 4.54×10^{-5} | 2.49×10^{-5} | 3.18×10^{-5} | 0.700 |
| 500 | 0.706 | 1029 | 0.0395 | 5.44×10^{-5} | 2.68×10^{-5} | 3.80×10^{-5} | 0.699 |
| 550 | 0.642 | 1039 | 0.0426 | 6.39×10^{-5} | 2.86×10^{-5} | 4.45×10^{-5} | 0.698 |
| 600 | 0.589 | 1051 | 0.0456 | 7.37×10^{-5} | 3.03×10^{-5} | 5.15×10^{-5} | 0.698 |
| 700 | 0.504 | 1075 | 0.0513 | 9.46×10^{-5} | 3.35×10^{-5} | 6.64×10^{-5} | 0.702 |
| 800 | 0.441 | 1099 | 0.0569 | 11.7×10^{-5} | 3.64×10^{-5} | 8.25×10^{-5} | 0.704 |
| 900 | 0.392 | 1120 | 0.0625 | 14.2×10^{-5} | 3.92×10^{-5} | 9.99×10^{-5} | 0.705 |
| 1000 | 0.353 | 1141 | 0.0672 | 16.7×10^{-5} | 4.18×10^{-5} | 11.8×10^{-5} | 0.709 |
| 1200 | 0.294 | 1175 | 0.0759 | 22.2×10^{-5} | 4.65×10^{-5} | 15.8×10^{-5} | 0.720 |
| 1400 | 0.252 | 1201 | 0.0835 | 27.6×10^{-5} | 5.09×10^{-5} | 20.2×10^{-5} | 0.732 |
| 1600 | 0.221 | 1240 | 0.0904 | 33.0×10^{-5} | 5.49×10^{-5} | 24.9×10^{-5} | 0.753 |
| 1800 | 0.196 | 1276 | 0.0970 | 38.3×10^{-5} | 5.87×10^{-5} | 29.9×10^{-5} | 0.772 |
| 2000 | 0.177 | 1327 | 0.1032 | 44.1×10^{-5} | 6.23×10^{-5} | 35.3×10^{-5} | 0.801 |



UNIVERSITAS BRAWIJAYA

