

MODUL PRAKTIKUM
LABORATORIUM KEAHLIAN
(**PERPINDAHAN PANAS, POMPA DAN PENDINGIN**)



PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS UDAYANA
2019

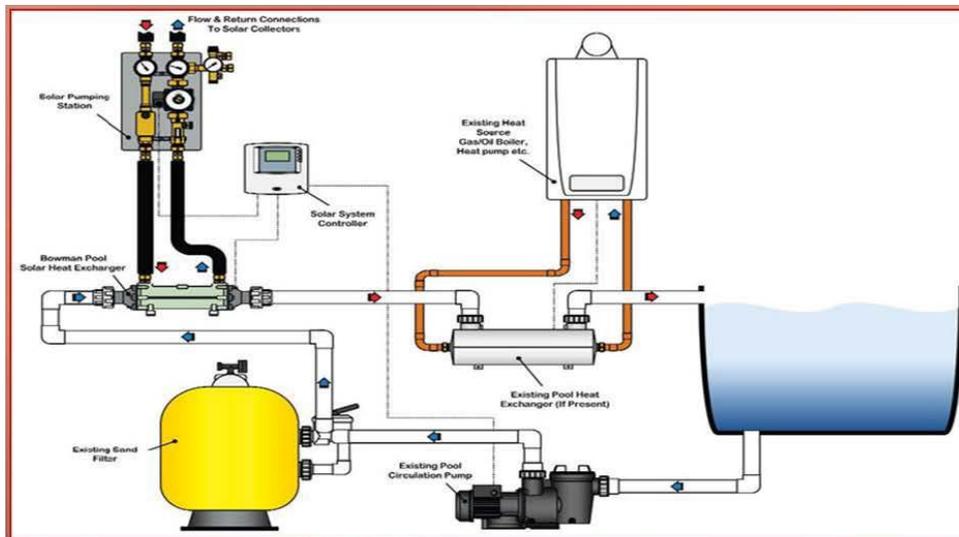
MODUL PRAKTIKUM

Perpindahan Panas : Alat Penukar Kalor (Water to water)

Disusun oleh:
Dr. Wayan Nata Septiadi, ST., MT



UNIVERSITAS UDAYANA



**Laboratorium Keahlian
Teknik Mesin Universitas Udayana**

KATA PENGANTAR

Puja dan puji syukur kita panjatkan kepada Tuhan Yang Maha Esa, atas tersusunnya Modul Praktikum perpindahan panas sub bidang alat penukar kalor (wáter to wáter). Modul ini disusun untuk kebutuhan praktikum perpindahan panas khususnya sebagai bagian dari praktikum prestasi mesin maupun praktikum mata kuliah perpindahan panas.

Modul ini diharapkan dapat menjadi panduan mahasiswa Teknik Mesin Universitas Udayana dalam melakukan praktikum alat penukar kalor khusus pada alat penukar kalor wáter to wáter. Modul disusun dengan konsep memberikan pemahaman melalui teori dasar yang menunjang pemahaman terkait bidang praktikum yang akan dilakukan, metode atau prosedur pelaksanaan praktikum, panduan terhadap pengambilan data, analisa serta aturan dalam penyusunan laporan praktikum.

Bukit Jimbaran, 2019

Kepala Laboratorium Perpindahan Panas

KETUT ASTAWA,ST.,MT

DAFTAR ISI

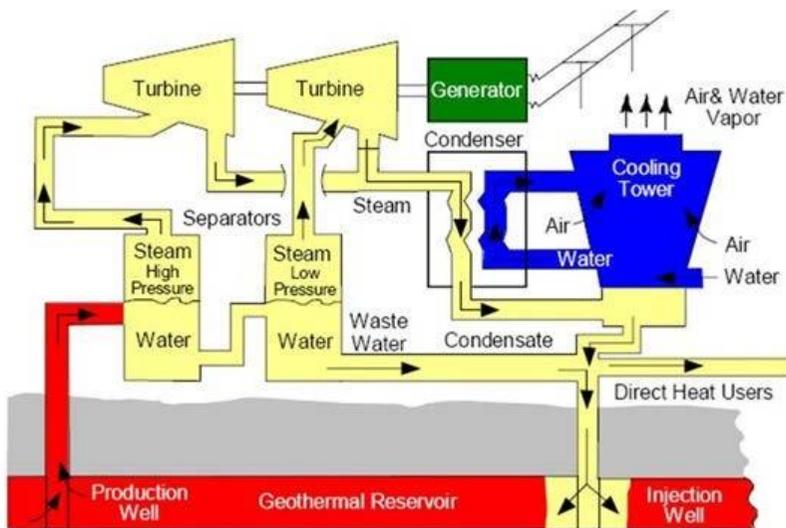
LEMBAR LEGALITAS	i
KATA PENGANTAR.....	ii
DAFTAR ISI	iii
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Tujuan	3
1.3 Manfaat.....	3
1.4 Ruang Lingkup Praktikum	4
BAB II TEORI PENUNJANG	5
2.1 Alat Penukar Panas (Heat Exchanger)	5
2.2 Tipe Alat Penukar Panas	7
2.3 Koefisien Perpindahan Panas Keseluruhan	9
Tabel 2.2 Nilai Representative Koefisien Perpindahan Panas Keseluruhan. 11	
2.4 Analisis Alat Penukar Panas.....	11
2.4.1 Alat Penukar Panas Aliran Paralel.....	13
2.4.2 Alat Penukar Panas Aliran Berlawanan Arah	16
2.5 Metode NTU-Efektivitas	17
BAB III PROSEDUR PRAKTIKUM.....	21
3.1 Gambar Diagram Benda Kerja	21
3.2 Peralatan yang Digunakan	22
3.3 Langkah-langkah Praktikum.....	22
3.4 Data-data yang Dicatat	23
3.5 Analisa yang harus di lakukan.....	24
3.6 Format Laporan praktikum	24
DAFTAR PUSTAKA	25

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

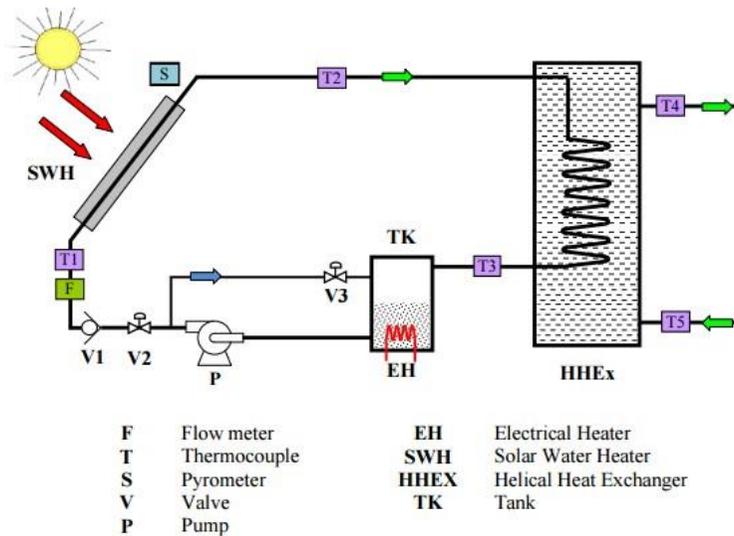
Perpindahan panas merupakan suatu proses perpindahan energi karena adanya perbedaan temperatur [1]. Masalah perpindahan panas banyak dijumpai pada berbagai bidang pekerjaan. Bahkan dalam kehidupan sehari-hari fenomena perpindahan panas ini sering kita jumpai seperti pemanas air elektrik, dispenser, radiator kendaraan. Secara umum dikenal beberapa tipe aliran untuk perpindahan panas berdasarkan laluan tunggal yaitu *parallel flow*, *counter flow*, *cross flow*, *split flow* dan *divided flow* [2]. Akan tetapi pada kenyataannya banyak teknisi belum memahami sepenuhnya bagaimana sistem perpindahan panas ini pada peralatan suatu permesinan, dimana dalam dunia kerja nantinya mau tidak mau mahasiswa akan bergelut dengan konsep tersebut terutama pada sistem sistem yang menggunakan alat penukar kalor.



Gambar 1.1: Sistem power plan yang memanfaatkan alat penukar kalor [3]

Gambar 1.1 merupakan salah satu sistem power plan yang menggunakan alat penukar kalor. Sistem tersebut merupakan salah satu

lingkup bidang kerja dari sarjana Teknik Mesin. Tidak hanya pada sistem power plant saja, industri roti, industri penyulingan bahkan industri pariwisata serta rumah tangga juga banyak yang memanfaatkan sistem penukar kalor. Solar water heater pada dasarnya juga mengaplikasikan sistem penukar kalor antara fluida yang di panaskan oleh matahari dengan air yang akan dimanfaatkan dalam bentuk air panas.



Gambar 1.2. Solar water heater yang menggunakan prinsip penukar kalor [4]

Bertitik tolak dari pemaparan di atas, maka sebagai mahasiswa Teknik Mesin sangatlah perlu untuk melakukan praktikum perpindahan panas alat penukar kalor, dengan harapan agar mahasiswa dapat melengkapi pengetahuan secara teoritis maupun praktis tentang sistem perpindahan panas khususnya sistem alat penukar kalor. Oleh karena itu dipandang perlu untuk melakukan praktikum alat penukar kalor.

Pada Laboratorium perpindahan Panas Teknik Mesin Universitas Udayana, tersedia alat praktikum penukar kalor *water to water*, dimana alat penukar kalor ini bisa digunakan mahasiswa dalam memahami mekanisme

perpindahan kalor antara dua fluida yaitu air panas ke air dingin baik secara parallel flow maupun counter flow.

1.2 Tujuan

Adapun tujuan dari praktikum perpindahan panas “**Alat Penukar Kalor Water to water**” yang kami lakukan adalah :

1. Untuk meningkatkan pemahaman mahasiswa terkait dengan sistem penukar kalor (*heat exchanger*), yang telah dipelajari dan di dapatkan dalam mata kuliah perpindahan panas.
2. Untuk dapat mengetahui secara real prinsip/mekanisme kerja, komponen serta mampu menganalisa unjuk kerja dari alat penukar kalor khususnya tipe *water to water*.

1.3 Manfaat

Adapun manfaat dari praktikum perpindahan panas yang kami lakukan adalah:

1. Mahasiswa dapat membuktikan serta membandingkan teori-teori perpindahan panas yang didapat pada mata kuliah dengan sistem alat penukar kalor secara real.
2. Mahasiswa dapat mengetahui atau melihat secara langsung alat penukar kalor (*heat exchanger*) itu sendiri.
3. Mahasiswa dapat mengetahui cara-cara pengukuran parameter-parameter dalam alat penukar kalor, seperti temperatur, kapasitas, dan lain-lain.

1.4 Ruang Lingkup Praktikum

Praktikum perpindahan panas “alat penukar kalor water to water” yang akan dibahas meliputi :

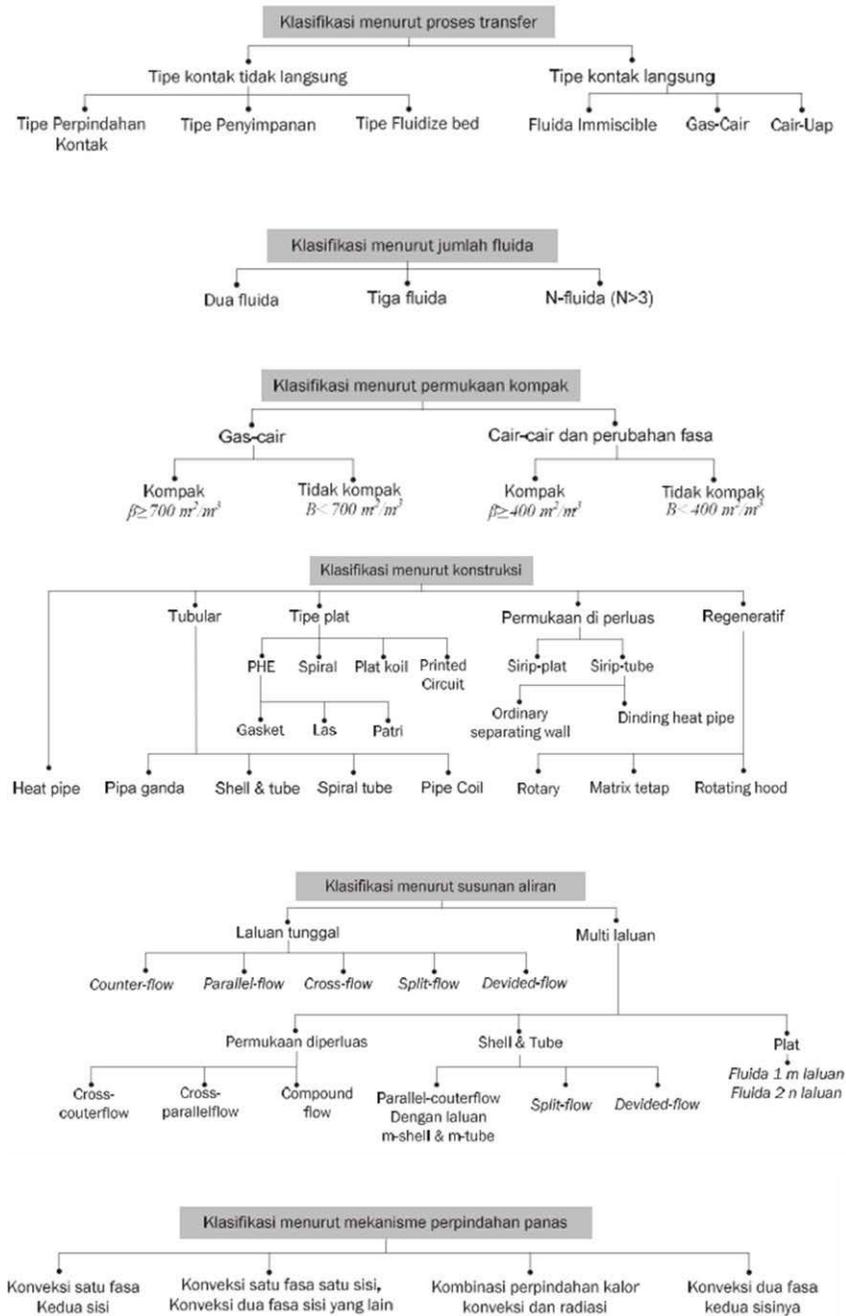
1. Bagaimana perbandingan perpindahan panas antara *heat exchanger water to water tipe parallel* dengan tipe *counter flow*?
2. Bagaimana pengaruh variasi laju alir massa fluida terhadap perpindahan panas pada *heat exchanger*?

BAB II

TEORI PENUNJANG

2.1 Alat Penukar Panas (Heat Exchanger)

Dalam ilmu perpindahan panas berbagai macam alat yang digunakan untuk melakukan perpindahan panas disebut dengan alat penukar kalor (APK) atau dalam bahasa Inggris disebut dengan *heat exchanger*. Secara garis besar alat penukar kalor terbagi dalam dua kategori, yaitu yang pertama adalah terjadinya pencampuran antar fluidanya dan kategori ke dua adalah dipisahkan oleh suatu permukaan [5]. Tipe ke dua ini merupakan pertukaran panas antara dua fluida yang berada pada perbedaan temperatur yang diisahkan oleh dinding atau yang biasanya, terbuat dari bahan yang mempunyai konduktivitas termal tinggi. Alat yang digunakan untuk implementasi pertukaran ini disebut alat penukar panas (*heat exchanger*), dan penggunaan yang lebih spesifik dapat ditemukan pada sistem ruang pemanas, air conditioning, sistem produksi tenaga, reaksi kimia dan lain-lain. Aplikasi alat penukar kalor pada umumnya digunakan sebagai sistem pemanas atau pendingin baik disertai dengan perubahan fase ataupun tidak. Pada bab ini kami memperhatikan prinsip perpindahan panas diperlukan untuk perencanaan dan atau untuk menghitung performansi *heat exchanger* [2]. Alat Penukar Kalor biasanya digolongkan pada beberapa klasifikasi, seperti yang terlihat pada gambar 3. Dari gambar dapat dilihat bahwa alat penukar kalor dapat dikelompokkan berdasarkan proses transfer, menurut fluida, menurut permukaan kompak, menurut rancangan atau konstruksi menurut susunan aliran serta berdasarkan mekanisme perpindahan kalornya. Dalam hal ini double pipe termasuk kedalam alat penukar kalor dengan konstruksi tabular dimana proses perpindahan kalor dibatasi oleh permukaan. Dalam tipe yang sama terdapat juga spiral tube, shell and tube dan pipe coil.

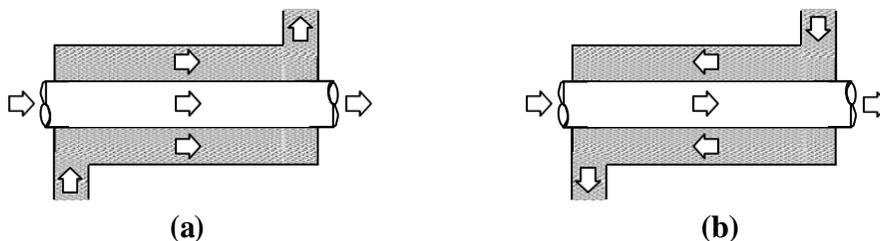


Gambar 2.1. Penggolongan alat penukar kalor [2]

2.2 Tipe Alat Penukar Panas

Ada beberapa perbedaan tipe alat penukar panas, yang dapat diklasifikasikan menurut aransemen aliran fluida. Konfigurasi aliran sederhana adalah alat penukar panas dimana fluida panas dan dingin mengalir pada arah yang sama atau berlawanan. Fluida tersebut dapat dipisahkan oleh dinding datar, tetapi yang umum adalah fluida dipisahkan oleh susunan pipa konsentrik (*double pipe*) [6]. Konfigurasi tube konsentrik ini ditunjukkan secara sistematis pada gambar 2.2

Pada susunan aliran searah (*parallel flow*) gambar 2.2.a, fluida panas masuk pada ujung yang sama, mengalir dengan arah yang sama dan berakhir pada ujung yang sama pula. Pada susunan aliran berlawanan (*counter flow*) gambar 2.2.b, fluida masuk pada ujung yang berlawanan, mengalir secara berlawanan arah dan berakhir pada ujung yang berlawanan arah pula.



Gambar 2.2 Alat Penukar Panas Pipa Konsentrik, (a) Paralel Flow, (b) Counter Flow [6]

Konfigurasi aliran alternatif adalah alat penukar panas dimana fluida bergerak dalam arah aliran melintang (*cross flow*) atau dengan sudut tegak lurus satu sama lainnya melalui alat penukar panas tersebut. Konfigurasi ini biasa digunakan dalam pemakaian dimana gas dipaksakan mengalir di atas susunan pipa dan cairan dipompakan mengalir di dalam pipa tersebut. Aliran gas dikatakan tidak dicampur (*unmixed*) sebab gas tersebut tidak dapat bergerak secara bebas dalam arah normal terhadap aliran gas tersebut [6]. Seperti hal tersebut karena aliran fluida dipisahkan oleh pipa-pipa maka

fluida tersebut juga tidak dapat bercampur. Pipa bersirip, alat penukar panas *cross flow* ini sangat luas penggunaannya pada aplikasi *air-conditioning*. Lain halnya jika pipa tanpa sirip maka gas dapat bergerak secara bebas sehingga percampuran mungkin terjadi. Catatan, bila tidak bercampur (*unmixed*), fluida dikarakteristikan oleh distribusi temperatur dua dimensi. Itu adalah temperaturnya bervariasi memanjang dan pada arah aliran. Tetapi untuk kondisi aliran bercampur, secara prinsip variatif temperatur dalam arah aliran. Ini tidak mengherankan bila sifat dari kondisi campuran akan mempunyai pengaruh yang cukup pada perpindahan panas total untuk alat penukar panas.

Kondisi aliran menjadi lebih kompleks untuk alat penukar panas jenis "*shell and tube*", yang biasa digunakan untuk perpindahan panas antara cairan dengan cairan dan terdiri dari susunan pipa-pipa bulat yang ditempatkan dalam silinder shell. Ada beberapa bentuk spesifikasi tergantung pada jumlah pipa dan atau jumlah shell yang dilalui. Konfigurasi paling sederhana adalah laluan shell tunggal dan laluan pipa tunggal (*one shell pass and one tube pass*) [7]. *Cross baffle* biasanya ditempatkan dalam alat penukar panas tersebut untuk menimbulkan turbulensi pada fluida dalam shell dan untuk mendapatkan komponen aliran melintang pada kecepatan aliran fluida ini relatif terhadap pipa-pipa. Gabungan dari efek ini adalah menghasilkan koefisien perpindahan panas lebih tinggi untuk permukaan tube terluar. Perpindahan panas keseluruhan dapat dinaikkan dengan menggunakan laluan pipa dan shell berulang kali.

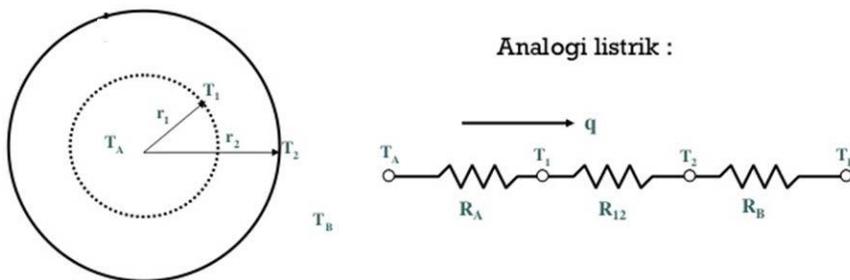
Kebanyakan penggunaan alat penukar kalor adalah pertukaran kalor pada dua jenis fluida. Pertukaran tiga jenis fluida biasanya digunakan pada kriogenik maupun industri kimia. Misalnya sistem separasi udara, pemurnian serta likuifaksi hidrogen dan sintesa gas amonia. Alat penukar kalor dipakai pada semua bidang industri, seperti industri proses, pembangkit listrik,

pengkondisian udara, refrigerator, kriogenik dan industri manufaktur. Pada sistem pengkondisian udara dan sistem refrigerasi penguapan prinsip alat penukar kalor ada pada bagian evaporator dan kondensor [2].

2.3 Koefisien Perpindahan Panas Keseluruhan

Dalam menganalisa alat penukar kalor, diperlukan perhitungan mengenai koefisien perpindahan kalor menyeluruh (Overall heat transfer coefficient). Koefisien perpindahan kalor menyeluruh ini merupakan total hambatan termal diantara dua fluida yang mengalami perpindahan kalor termasuk hambatan termal pada dinding alat penukar kalor. Perpindahan kalor yang terjadi antara dua fluida tersebut dapat dinyatakan dalam persamaan 2.1

$$q = UA (T_h - T_c) \tag{2.1}$$



Gambar 2.3 Notasi untuk koefisien perpindahan panas keseluruhan yang berhubungan dengan dinding pipa

Selama operasional alat penukar panas secara normal, sering permukaannya diliputi dengan kotoran fouling akibat dari ketidak bersihan dari pada fluida, bentukan karat atau reaksi lain antara fluida dan material dinding. Akibat dari kandungan tersebut film atau kerak pada permukaan dapat menambah tahanan pada perpindahan panas antara fluida tersebut. Efek ini dapat diselesaikan dengan memasukkan tahanan termal tambahan

"fouling" R_f , dan nilainya tergantung pada temperatur operasi, kecepatan aliran, dan lamanya service alat penukar panas tersebut.

Hambatan termal tersebut terdiri atas hambatan konduksi, konveksi dan faktor pengotor/pengerakan (Fouling factor). Faktor pengerakan adalah faktor dengan mempertimbangkan terjadinya pengotoran, korosi dan reaksi lain antara alat penukar kalor dengan fluida yang beroperasi didalamnya [2].

Dengan memasukkan tahanan termal ini untuk permukaan dalam dan luar pipa, koefisien perpindahan panas keseluruhan dapat dinyatakan dalam bentuk: Untuk permukaan luar

$$U_o = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_o}\right) + R_{f,o} + \frac{r_o}{k} \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right) + \left(\frac{r_o}{r_i}\right) R_{f,i} + \left(\frac{r_o}{r_i}\right) \frac{1}{h_i}} \quad 2.2$$

Atau, untuk permukaan dalam

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + R_{f,i} + \frac{r_o}{k} \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right) + \left(\frac{r_o}{r_i}\right) R_{f,o} + \left(\frac{r_o}{r_i}\right) \frac{1}{h_o}} \quad 2.3$$

Nilai mewakili untuk *fouling factor* ditabelkan pada tabel 2.1

Tabel 2.1 Fouling Factor

FLUID	$R_f (m^2 \cdot K / W)$
Seawater and treated boiler feed water (below 50° C)	0.0001
Seawater and treated boiler feed water (above 50° C)	0.0002
River water (below 50° C)	0.0002 - 0.001
Fuel oil	0.0009
Refrigerating liquids	0.0002
Steam (nonoil bearing)	0.0001

Koefisien perpindahan panas keseluruhan dapat ditentukan dengan mengetahui h_o , $R_{f,o}$, h_i dan $R_{f,i}$, dimana koefisien konveksi dapat diperkirakan

dari bentuk keadaan yang sesuai pada korelasi perpindahan panas yang telah disajikan pada bab sebelumnya. Lebih lanjut, keadaan sering dijumpai untuk mana koefisien konveksi lebih kecil daripada yang lain sehingga sangat berpengaruh pada penentuan koefisien keseluruhan. Nilai representative dari koefisien keseluruhan disajikan pada tabel 2.2

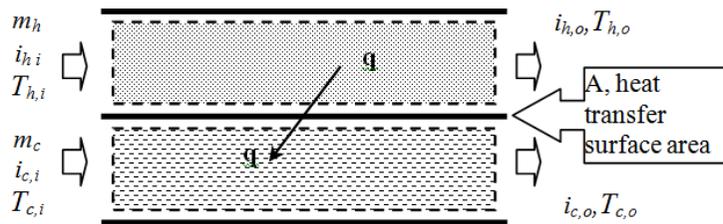
Tabel 2.2 Nilai Representative Koefisien Perpindahan Panas Keseluruhan

<i>FLUID COMBINATION</i>	<i>U (W/m².K)</i>
<i>Water to water</i>	<i>850-1700</i>
<i>Water to oil</i>	<i>110-350</i>
<i>Steam condensor (water in tubes)</i>	<i>1000-6000</i>
<i>Ammonia condenser (water in tubes)</i>	<i>800-1400</i>
<i>Alcohol condenser (water in tubes)</i>	<i>250-700</i>
<i>Finned-tube heat exchanger (water in tubes, air in cross flow)</i>	<i>25-50</i>

Sehingga hambatan termal secara menyeluruh dari sebuah alat penukar kalor secara menyeluruh adalah:

2.4 Analisis Alat Penukar Panas

Penggunaan Perbedaan Temperatur Rata-Rata Logaritmik (LMTD). Untuk merencanakan atau memperkirakan performansi alat penukar Panas, ini sangat penting untuk mendapatkan ekspresi bahwa hubungan laju perpindahan panas total pada kuantitas seperti temperatur fluida masuk dan keluar. Koefisien perpindahan Panas keseluruhan, dan luas permukaan total untuk perpindahan panas. Dua ekspresi tersebut dapat diperoleh dengan penggunaan kesetimbangan energi total pada fluida panas dan dingin (*hot and cool fluids*), seperti ditunjukkan pada gambar 2.3



Gambar 2.3 Kesetimbangan energi keseluruhan untuk fluida panas dan dingin pada alat penukar panas dua fluida

Khususnya, jika q dinyatakan sebagai laju total perpindahan panas antara fluida panas dan dingin dan itu diasumsikan bahwa perpindahan panas antar alat penukar panas dengan sekelilingnya diabaikan, seperti hanya pengabaian tentang perubahan energi kinetik dan potensial, penggunaan kekekalan energi didapat :

$$q = \dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (\text{Fluida panas}) \quad (3)$$

dan

$$q = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,i} - T_{c,o}) \quad (\text{Fluida dingin}) \quad (4)$$

Indeks h dan c menyatakan *panas (hot)* dan *dingin (cold)* dan indeks i dan o menyatakan kondisi *fluida masuk* dan *keluar*.

Ekspresi sangat berguna lainnya dapat diperoleh dengan menggunakan laju aliran perpindahan panas total (q) pada perbedaan temperatur ΔT antara fluida panas dan dingin dimana,

$$\Delta T = T_h - T_c \quad (5)$$

Pernyataan tersebut akan diperluas dengan *hukum Newton pendinginan* dengan koefisien perpindahan panas *keseluruhan (U)* yang digunakan sebagai pembantu koefisien konversi tunggal (h). Akan tetapi karena T bervariasi terhadap posisi pada alat penukar panas, maka ini perlu untuk bekerja dengan persamaan laju dalam bentuk:

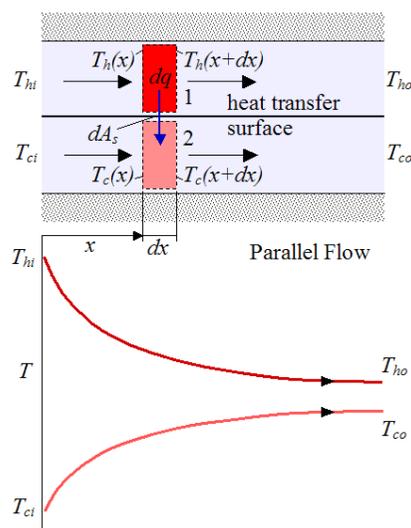
$$Q = U A \Delta T_m \quad (6)$$

Dimana ΔT_m adalah nilai rata-rata yang mewakili pada perbedaan temperatur. Untuk membentuk analisis alat penukar panas, tetapi sebelum ini dapat dikerjakan untuk spesifik dari T_m harus ditentukan. Pertama-tama perhatikan pada alat penukar panas aliran paralel.

2.4.1 Alat Penukar Panas Aliran Paralel

Distribusi temperatur beda panas dan dingin yang berhubungan dengan alat penukar panas aliran paralel ditunjukkan pada gambar 2.4. Beda temperatur ΔT adalah mula-mula besar tetapi kemudian menurun tajam dengan pertambahan x , mendekati asimtotik nol. Sangat penting untuk dicatat, untuk kondisi alat penukar tersebut, temperatur luar dari fluida dingin tidak pernah melebihi fluida panas. Pada gambar 2.4 indeks 1 dan 2 digunakan untuk menunjukkan ujung yang berbeda pada alat penukar panas tersebut. Konveksi ini akan digunakan untuk semua tipe alat penukar panas yang akan diperhatikan. Untuk aliran paralel, ini mengikuti bahwa :

$$T_{h,i} = T_{h,1} \quad T_{h,o} = T_{h,2} \quad T_{c,i} = T_{c,1} \quad T_{c,o} = T_{c,2}$$



Gambar 2.4 Distribusi temperatur untuk alat penukar panas aliran paralel

Bentuk dari ΔT_m dapat ditentukan dengan menggunakan kesetimbangan energi untuk elemen diferensial pada fluida panas dan dingin. Masing-masing elemen dengan panjang dx dan luas permukaan perpindahan panas dA , seperti yang tunjukkan pada gambar 2.4

Kesetimbangan energi dan analisis yang berurutan dibuat dengan kondisi asumsi sebagai berikut :

1. Alat penukar panas diisolasi dari keadaan sekeliling dalam keadaan pertukaran panas hanya terjadi antara fluida panas dan dingin.
2. Konduksi aksial memanjang pipa diabaikan.
3. Perubahan energi potensial dan kinetik diabaikan.
4. Panas spesifik fluida adalah konstan.
5. Koefisien perpindahan panas keseluruhan adalah konstan.

Panas spesifik fluida, tentu saja mungkin berubah akibat dari variasi temperatur, dan koefisien perpindahan panas, keseluruhan mungkin berubah akibat dari variasi sifat fluida dan kondisi aliran. Tetapi pada beberapa aplikasi variasi tersebut tidak begitu berarti oleh karena itu dapat diterima untuk bekerja dengan nilai rata-rata c_p , c_c , C_c , h , dan U untuk alat penukar panas.

Menggunakan kesetimbangan energi untuk masing-masing energi pada gambar 2.4, maka diperoleh :

$$dq = \dot{m}_h c_{p,h} dT_h = -C_h dT_h \quad (7)$$

dan

$$dq = \dot{m}_c c_{p,c} dT_c = C_c dT_c \quad (8)$$

Dimana C_h dan C_c adalah laju kapasitas panas fluida panas dan dingin. Catatan bahwa pernyataan ini dapat diintegrasikan pada seluruh alat penukar panas untuk mendapatkan kesetimbangan energi keseluruhan yang diberikan oleh persamaan 3 dan 4. Laju perpindahan panas melintang luas permukaan dA dapat dinyatakan sebagai:

$$dq = U \Delta T dA \quad (9)$$

Dimana: $\Delta T = T_h - T_c$ adalah perbedaan temperatur lokal antara fluida panas dan dingin.

Untuk menentukan bentuk integral persamaan 9, dimulai dengan memasukkan persamaan 7 dan 8 ke dalam bentuk diferensial persamaan 5.

$$d(\Delta T) = d T_h - d T_c$$

untuk mendapatkan,

$$d(\Delta T) = -dq \left(\frac{1}{C_h} \right) + \left(\frac{1}{C_c} \right)$$

masukkan untuk dq dari persamaan 9 dan integrasikan pada seluruh *heat exchanger*, maka didapatkan :

$$\int_1^2 \frac{d(\Delta T)}{\Delta T} = -U \left(\frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right) \int dA \quad \text{atau} \quad \ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right) = -UA \left(\frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right) \quad (10)$$

masukan untuk C_h dan C_c dari persamaan 3 dan 4 sehingga didapat :

$$\begin{aligned} \ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right) &= -UA \left(\frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{q} + \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{q} \right) \\ &= - \frac{UA}{q} \{ (T_{h,i} - T_{h,o}) + (T_{c,o} - T_{c,i}) \} \end{aligned}$$

Dengan mengenal bahwa untuk alat penukar panas aliran paralel pada gambar 2.4, $\Delta T_1 = (T_{h,i} - T_{c,i})$ dan $\Delta T_2 = (T_{h,o} - T_{c,o})$ kemudian kita dapatkan bahwa :

$$q = UA \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)}$$

Bandingkan persamaan di atas dengan persamaan 6, disimpulkan bahwa perbedaan temperatur rata-rata yang sesuai adalah perbedaan temperatur rata-rata LOG (logmean temperature difference), (ΔT_{1m}).

Sehubungan dengan itu dituliskan bahwa:

$$q = U A \Delta T_{1m} \quad (11)$$

$$\text{dimana: } \Delta T_{1m} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} \quad \text{atau} \quad \Delta T_{1m} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (12)$$

dengan melihat bahwa untuk alat penukar aliran paralel,

$$\left[\begin{array}{l} \Delta T_1 = T_{h,1} - T_{c,1} = T_{h,i} - T_{c,i} \\ \Delta T_2 = T_{h,2} - T_{c,2} = T_{h,o} - T_{c,o} \end{array} \right] \quad (13)$$

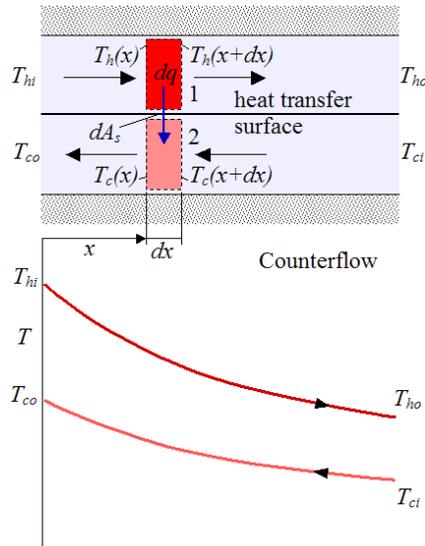
2.4.2 Alat Penukar Panas Aliran Berlawanan Arah

Distribusi temperatur fluida panas dan dingin yang berhubungan dengan alat penukar panas aliran berlawanan arah (*counter flow heat exchanger*) ditunjukkan dalam gambar 2.5 berbeda dengan alat penukar panas aliran paralel, konfigurasi ini menyajikan untuk perpindahan panas antara bagian lebih panas dua fluida dekat daerah masuk, begitu pula halnya antara bagian lebih dingin dua fluida dekat daerah keluar. Untuk sebab ini, perubahan pada perbedaan temperatur $\Delta T = T_h - T_c$ yang berhubungan dengan x tidak sebesar daerah masuk pada alat penukar panas aliran paralel. Catatan bahwa temperatur luaran (*outlet temperature*) pada fluida dingin sekarang mungkin dapat melebihi temperatur luaran pada fluida panas.

Persamaan 3 dan 4 bisa digunakan untuk setiap alat penukar pemanas dan oleh karena itu dapat digunakan untuk susunan *counter flow*. Lebih lanjut, dari sebuah analisis seperti yang telah disajikan pada bagian sebelumnya, itu dapat ditunjukkan bahwa persamaan 11 dan 12 dapat juga

digunakan. Oleh karena itu untuk alat penukar panas aliran berlawanan arah perbedaan temperatur ujung sekarang harus didefinisikan sebagai,

$$\left[\begin{array}{l} \Delta T_1 = T_{h,1} - T_{c,1} = T_{h,i} - T_{c,o} \\ \Delta T_2 = T_{h,2} - T_{c,2} = T_{h,o} - T_{c,i} \end{array} \right] \quad (14)$$



Gambar 2.5 Distribusi temperatur untuk alat penukar panas counter flow

Catatan bahwa, untuk temperatur masukan dan luaran sama, perbedaan temperatur rata-rata log untuk *counter flow* melebihi dari pada untuk aliran paralel, $\Delta T_{lm, CF} > \Delta T_{lm, PF}$. Maka luas permukaan yang diperlukan untuk mengakibatkan laju aliran panas tertentu q adalah lebih kecil untuk *counter flow* dibandingkan aliran paralel, dengan menganggap nilai U sama.

2.5 Metode NTU-Efektivitas

Pendekatan LMTD dalam analisis alat penukar kalor berguna bila suhu masuk dan suhu keluar diketahui atau dapat ditentukan dengan mudah, sehingga LMTD dapat dengan mudah dihitung, dan aliran kalor, luas

permukaan, dan koefisien perpindahan kalor menyeluruh dapat ditentukan. Bila kita harus menentukan suhu masuk atau suhu keluar, analisis kita akan melibatkan prosedur iterasi karena LMTD itu suatu fungsi logaritma. Dalam hal demikian, analisis akan lebih mudah dilaksanakan dengan menggunakan metode yang berdasarkan atas efektivitas penukar kalor dalam memindahkan sejumlah kalor tertentu. Metode efektivitas ini juga mempunyai beberapa keuntungan untuk menganalisis soal-soal di mana kita harus membandingkan berbagai jenis penukar kalor guna memilih jenis yang terbaik untuk melaksanakan sesuatu tugas pemindahan kalor tertentu.

Efektivitas penukar kalor (*heat exchanger effectiveness*) didefinisikan sebagai berikut:

$$\text{Efektivitas} = \varepsilon = \frac{\text{perpindahan kalor nyata}}{\text{perpindahan kalor maksimum yang mungkin}} \quad (16)$$

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{\max}} \quad (17)$$

Perpindahan kalor yang sebenarnya (*actual*) dapat dihitung dari energi yang dilepaskan oleh fluida panas atau energi yang diterima oleh fluida dingin, yaitu:

$$q = \dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o}) = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (18)$$

Untuk menentukan perpindahan kalor maksimum bagi penukar kalor itu, pertama-tama kita harus memahami bahwa nilai maksimum akan didapat bila salah satu fluida mengalami perubahan suhu sebesar beda suhu maksimum yang terdapat dalam penukar kalor itu, yaitu selisih antara suhu masuk fluida panas dan fluida dingin. Fluida yang mungkin mengalami beda suhu maksimum ini ialah yang nilai $\dot{m} \cdot c_p$ -nya minimum, karena neraca energi mengisyaratkan bahwa energi yang diterima oleh fluida yang satu mesti sama dengan energi yang dilepas oleh fluida yang satu lagi. Jika fluida

yang mempunyai nilai $\dot{m} \cdot c_p$ yang lebih besar yang kita buat mengalami beda suhu maksimum, maka tentu fluida yang satu lagi akan harus mengalami perubahan suhu yang lebih besar dari maksimum, dan ini tentu saja tidak mungkin. Jadi, perpindahan kalor maksimum yang mungkin dinyatakan sebagai:

$$q_{\max} = C_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (19)$$

di mana : C_{\min} adalah C_h atau C_c yang memiliki nilai terkecil.

Kisaran nilai efektivitas: $0 \leq \varepsilon \leq 1$.

Untuk beberapa tipe penukar kalor berlaku hubungan:

$$\varepsilon = f \left(NTU, \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \right) \quad (20)$$

Di mana: $C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}}$ sama dengan $\frac{C_c}{C_h}$ atau $\frac{C_h}{C_c}$.

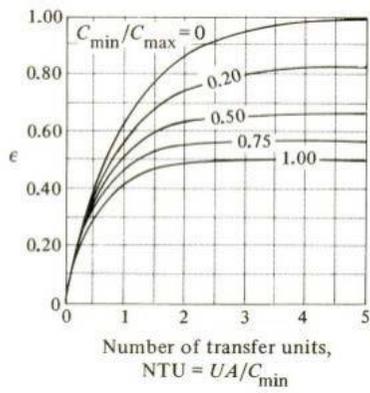
Jumlah satuan perpindahan (*number of transfer units* = NTU) dirumuskan dengan:

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (21)$$

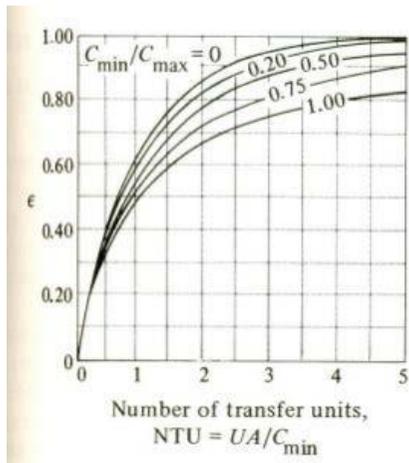
Dalam perhitungan alat penukar kalor terdapat hubungan antara ε -NTU dalam bentuk:

$$NTU = f \left(\varepsilon, \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \right) \quad (22)$$

Hubungan untuk NTU sebagai fungsi dari ε dan C_r dari aliran paralel dan aliran berlawanan arah diberikan pada gambar 2.6 dan gambar 2.7.



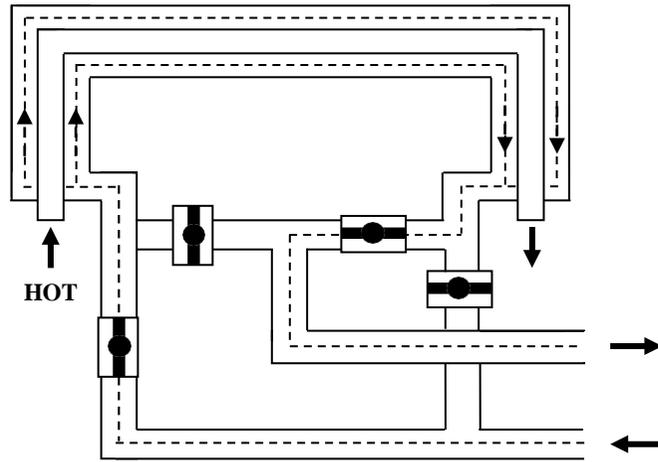
Gambar 2.6 Efektivitas dari alat penukar kalor aliran paralel



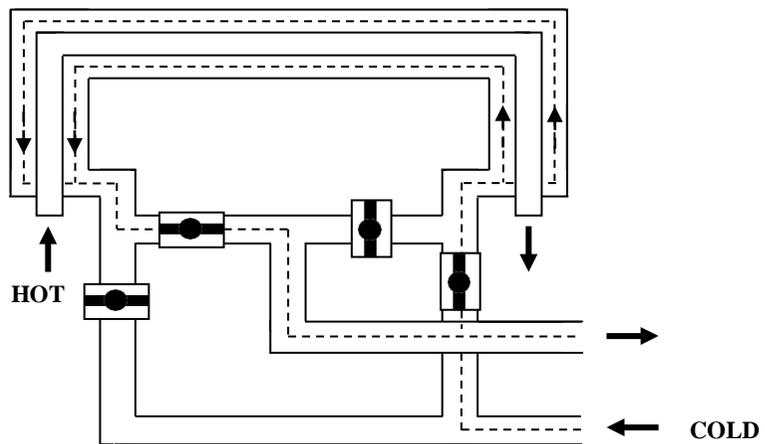
Gambar 2.7 Efektivitas dari alat penukar kalor aliran berlawanan

BAB III
PROSEDUR PRAKTIKUM

3.1 Gambar Diagram Benda Kerja



(a)



(b)

Gambar 3.1 Valve diagram alat penukar panas pipa konsentrik, (a) Parallel Flow (b) Counter Flow

3.2 Peralatan yang Digunakan

Peralatan yang digunakan dalam praktikum ini adalah: 1 unit Armfield Limited Ringwood Hampshire England, dengan spesifikasi :

- ♦ Tube Outer Diameter 15 x 0,7 mm WALL
- ♦ Shell Outer Diameter 22 x 0,9 mm WALL
- ♦ Insulation Thickness 20 mm Wall
- ♦ Heat Transmission Length 1,5 m
- ♦ Heat Transmission Area 0,067 m²

3.3 Langkah-langkah Praktikum

A. Tahap Persiapan

1. Persiapan Air Panas

- Tangki diisi air sampai di atas sekat yang ada pada tangki.
- Periksa tegangan $V = 220$ Volt untuk power suplay.
- Power suply pada mesin dalam keadaan off.
- Periksa katup, harus dalam keadaan baik.
- Periksa termometer, harus dalam keadaan baik.
- Cek pompa sirkulasi, harus dalam keadaan baik.
- Cek alat pengukur debit air panas, harus dalam keadaan baik.

2. Persiapan Air Dingin

- Cek aliran air dari kran (apakah lancar atau tidak).
- Cek katup untuk pipa air dingin.
- Cek termometer.
- Cek alat pengukur debit air dingin. Ukur debit baik untuk air panas maupun air dingin dengan mendahulukan air dingin.
- Setelah semua langkah di atas dilakukan, mulai dilakukan pengukuran temperatur air panas atau air dingin untuk masing-masing kondisi aliran.

B. Tahap Praktikum

1. Mesin dihidupkan.
2. Arah aliran alat penukar panas diset dengan mengatur katup seperti pada gambar 3.1.a untuk aliran paralel.
3. Mengeset besarnya kapasitas aliran air panas (\dot{Q}_h), kapasitas aliran air dingin (\dot{Q}_c), dan temperatur air masuk ($T_{h,in}$). Sesuai dengan tabel paralel flow pada bagian 3.4
4. Untuk tipe counter flow, arah aliran alat penukar panas diset kembali dengan mengatur katup seperti pada gambar 3.1.b, serta menseting aliran air panas (\dot{Q}_h), kapasitas aliran air dingin (\dot{Q}_c), dan temperatur air masuk ($T_{h,in}$) sesuai dengan tabel counterflow pada bagian 3.4
5. Setelah selesai pengambilan data, maka mesin dimatikan.

3.4 Data-data yang Dicatat

1. Untuk *parallel flow*

No.	\dot{Q}_h (cm ³ /min)	\dot{Q}_c (cm ³ /min)	$T_{h,in}$ (°C)	$T_{h,mid}$ (°C)	$T_{h,out}$ (°C)	$T_{c,in}$ (°C)	$T_{c,mid}$ (°C)	$T_{c,out}$ (°C)
1	3000	3000	40					
2	3000	3000	50					
3	3000	3000	60					

2. Untuk *counter flow*

No.	\dot{Q}_h (cm ³ /min)	\dot{Q}_c (cm ³ /min)	$T_{h,in}$ (°C)	$T_{h,mid}$ (°C)	$T_{h,out}$ (°C)	$T_{c,in}$ (°C)	$T_{c,mid}$ (°C)	$T_{c,out}$ (°C)
1	3000	3000	40					
2	3000	3000	50					
3	3000	3000	60					

3.5 Analisa yang harus di lakukan

1. Perhitungan dan analisa mengenai koefisien perpindahan panas keseluruhan.
2. Perhitungan dan analisa perpindahan kalor aktual baik paralel maupun counterflow
3. Perhitungan dan analisa perpindahan kalor maksimum yang mungkin terjadi baik paralel maupun counterflow
4. Efektivitas alat penukar kalor paralel maupun counterflow.

3.6 Format Laporan praktikum

Cover

Halaman Pengesahan Penguji

Halaman Pengesahan Kalab

Daftar Isi

Bab 1. Pendahuluan

-Latar belakang

-Permasalahan

-Tujuan

Bab 2 Tinjauan Pustaka

Bab 3 Prosedur, pelaksanaan dan hasil praktikum

-Prosedur dan tahapan praktikum

-pelaksanaan praktikum (lengkapi dengan foto praktikum)

-Data hasil praktikum

Bab 4 Analisa dan pembahasan

Bab 5 Kesimpulan

DAFTAR PUSTAKA

- [1]. J.P. Holman, E. Jasjfi. Perpindahan Kalor. Jakarta Pusat: Erlangga. 1984.
- [2]. Nandy putra. Alat penukar Kalor. Depok: Teknik Mesin Universitas Indonesia. 2011.
- [3]. Alyssa Kagel. Geo Heat Center. 2008.
- [4]. Kabeel AE, El-Said EM, El-Agouz SA. A theoretical study of Cu-H₂O nano-fluid effect on heat transfer enhancement of a solar water heater. *International Journal of Ambient Energy*. 2015 : 22:1-9.
- [5]. Shah, Ramesh K., and Dusan P. Sekulic. *Fundamentals of heat exchanger design*. John Wiley & Sons. 2003.
- [6]. Incropera. Frank P and David D. Hewitt. "*Fundamentals of heat and Mass transfer*" fourth edition, John Wiley, New York. 1996.
- [7]. Adrian Bejan. "*Heat Transfer*", John Wiley, New York. 1993.

MODUL PRAKTIKUM

POMPA

Oleh: Ir. Made Suarda, MEng



**PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS UDAYANA
2019**

KATA PENGANTAR

Puji syukur patut dipersembahkan kehadiran Ida Sang Hyang Widhi Wasa, hanya berkat perkenan Beliaulah serta usaha keras penulis, Pedoman Praktikum Pompa ini dapat diselesaikan tepat pada waktunya. Pedoman ini bertujuan untuk memberikan petunjuk dalam melaksanakan Praktikum Keahlian Konversi Energi di bidang 'Performansi Mesin' pada khususnya bagian 'Performansi Pompa'.

Pedoman ini masih jauh dari sempurna, untuk itu diperlukan saran dan masukan untuk menyempurnakan pedoman ini. Semoga pedoman ini bermanfaat untuk berbagai pihak.

Penulis,

DAFTAR ISI

Sam pul Depan	i
Kata Pen gantar	ii
Daftar Isi	ii
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1. Latar Belak ang	1
1.2. Permasalah an	1
1.3. Tujuan	1
BAB II DASAR TEORI	2
2.1. Pompa	2
2.2. Kapasitas Pompa	2
2.3. Head Pompa	3
2.4. Head Losses	4
2.5. Faktor Gesek pada Pipa	6
2.6. Net Positive Suction Head (NP SH)	6
2.7. Daya	8
2.8. Efisien si	10
2.9. Putaran	11
2.10. Kurva Head – Kap asitas Pompa	12
2.11. Pengat uran Operasi Pompa	13
2.12. Operasi Paralel dan Operasi Ser i	14
BAB III METODEDE PENGEMBANGAN SIST EM PEMBELAJARAN	21
3.1. Prosedur Pelak san aan	16
3.2. Tugas	22
DAFTAR PUST AKA	23

BAB I

PENDAHULUAN

I.1. Latar Belakang

Mata kuliah 'Pompa dan Kompresor' dengan kode KE. 7510 yang berbobot 3 sks merupakan salah satu dari tiga mata kuliah konsentrasi wajib Konversi Energi yang harus ditempuh mahasiswa jurusan Teknik Mesin. Mata kuliah penunjangnya adalah Mekanika Fluida dan Termodinamika. Di lain pihak mata kuliah pompa dan kompresor menunjang 'Praktikum Keahlian Konversi Energi' dimana sesuai dengan Standar Minimum Laboratorium Teknik Mesin (Dirjen Dikti, 2005) terdapat substansi kajian 'Performansi Pompa'.

Metode pembelajaran yang telah dilaksanakan hingga saat ini adalah ceramah, diskusi, presentasi dan kunjungan lapangan. Contoh-contoh instalasi pompa yang telah terpasang di lapangan juga disampaikan kepada mahasiswa, serta permasalahan-permasalahannya. Tentunya dengan metode tersebut mahasiswa pada umumnya masih kesulitan memahami topik 'Performansi Pompa', mengingat akan terjadi penyimpangan kurve performansi pompa saat pompa tersebut dioperasikan.

Kompetensi merupakan kualifikasi kemampuan minimal mahasiswa yang menggambarkan penguasaan pengetahuan, sikap, dan ketrampilan yang diharapkan dicapai pada setiap mata kuliah. Untuk meningkatkan kompetensi yang harus dicapai dalam setiap mata kuliah untuk membentuk kompetensi lulusan adalah Ketrampilan Praktis (*practical Skill I*) disamping *knowledge and understanding, intellectual skill I*, serta *managerial skill and attitude*.

I.2. Permasalahan

Adapun permasalahannya adalah bagaimana performansi pompa pada berbagai kondisi pengaturan operasional, baik pada pompa tunggal, susunan pompa seri atau paralel.

I.3. Tujuan dan Manfaat

Adapun tujuan dari kegiatan ini adalah:

1. Untuk memahami performansi operasi pompa pada berbagai kondisi pengaturan
2. Untuk memahami performansi operasi pompa yang disusun seri atau paralel

BAB II

DASAR TEORI

2.1. Pompa

Pompa adalah suatu mesin yang digunakan untuk menaikkan cairan dari head (elevasi, tekanan, kecepatan) yang rendah ke head yang lebih tinggi. Agar supaya bisa bekerja, pompa membutuhkan gaya putar (daya poros) dari mesin penggerak (motor, engine). Pada dasarnya, pompa mengubah energi mekanik (dalam bentuk kerja poros) menjadi energi fluida. Ketika daya dari luar diberikan kepada poros pompa, maka impeller pompa akan berputar.

Pada saat impeller berputar, fluida yang ada di dalam impeller oleh dorongan sudu-sudu akan ikut berputar. Karena timbul gaya sentrifugal, maka fluida akan mengalir dari tengah impeller ke luar melalui saluran diantara sudu-sudu, sehingga bagian tengah impeller menjadi vacuum. Karena bagian tengah impeller vacuum, maka fluida dari sumbernya akan terisap melalui sisi isap pompa dan akan mengalir menuju bagian tengah impeller. Fluida pada bagian tengah impeller ini kembali mengalami gaya sentrifugal, sehingga akan terdorong keluar dan mengalir menuju sisi buang pompa untuk kemudian disalurkan ke tempat-tempat yang diinginkan. Jadi impeller pompa berfungsi memberikan kerja kepada fluida sehingga energi yang dikandungnya menjadi bertambah besar.

Dari uraian di atas jelas bahwa pompa dapat mengubah energi mekanik dalam bentuk kerja poros menjadi energi fluida. Energi inilah yang menyebabkan pertambahan head tekanan, head kecepatan, dan head potensial pada fluida yang mengalir secara kontinyu.

2.2. Kapasitas Pompa

Kapasitas pompa adalah jumlah fluida yang dialirkan oleh pompa dalam satu satuan waktu ($m^3/detik$).

Menentukan kapasitas pompa dengan menggunakan persamaan kontinuitas

Persamaan kontinuitas dihasilkan dari prinsip kekekalan massa. Untuk aliran mantap (*steady*) masa fluida yang melalui semua bagian dalam arus fluida persatuan waktu adalah sama. Melalui persamaan kontinuitas hubungan antara kecepatan aliran fluida, luas penampang pipa dan debit aliran zat cair dapat ditentukan dengan rumus :

$$Q = \frac{V}{t} \quad (2.1)$$

Atau :

$$Q = v \cdot A \quad (2.2)$$

Dimana :

$$A = \frac{1}{4} \pi D^2$$

Q = debit aliran (m^3/s).

V = volume fluida (m^3).

t = waktu (s)

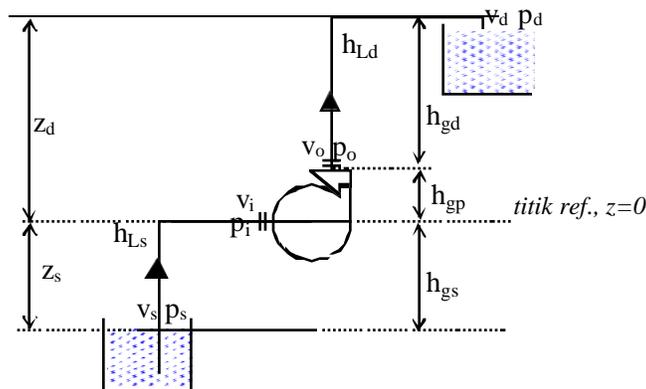
A = luas penampang pipa (m^2).

v = Kecepatan aliran fluida dalam pipa (m/s)

D = diameter pipa (m).

2.3. Head Pompa

Head merupakan energi spesifik per satuan berat fluida, head pada umumnya dinyatakan dalam tinggi kolom fluida yang dinyatakan dalam satuan meter atau ft. Head pompa yang harus disediakan untuk mengalirkan jumlah zat cair sesuai dengan yang direncanakan, dapat ditentukan dari kondisi instalasi yang akan dilayani oleh pompa. Sebagai contoh, sistem instalasi pompa seperti pada gambar 2.1. Maka head pompa yang disediakan untuk mengalirkan zat cair dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan 2.3.



Gambar 2.1 Head Pompa

$$H_p = Z_d - Z_s + \left(\frac{P_d - P_s}{\gamma} \right) + \left(\frac{v_d^2 - v_s^2}{2g} \right) + H_L \quad (2.3)$$

Dimana:

H_p : Head pompa (m)

Z_d : Tinggi pipa buang/*discharge* (m)

Z_s : Tinggi permukaan fluida pada pipa isap/*suction* (m)

P_d : Tekanan fluida pada sisi buang/*discharge* (N/m²)

P_s : Tekanan fluida pada sisi isap/*suction* (N/m²)

γ : Berat jenis fluida, $\rho \cdot g$ (N/m³)

v_d : Kecepatan aliran pada sisi buang (m/s)

v_s : Kecepatan fluida pada sisi isap (m/s)

g : Percepatan gravitasi (m/s²)

H_L : Berbagai kerugian (Head Loss)

2.4. Head Losses (H_L)

Head Losses adalah kerugian-kerugian head/energi pada aliran yang disebabkan oleh adanya faktor gesek fluida pada dinding dalam pipa, adanya katup-katup, belokan, dan lain-lainnya. Head Losses ada dua macam yaitu *Major Losses* dan *Minor Losses*.

a. Mayor Losses

Mayor Losses adalah kerugian head yang disebabkan oleh terjadinya gesekan antara fluida yang mengalir dengan dinding pipa. Mayor Losses dipengaruhi oleh kekasaran permukaan dinding pipa bagian dalam, kecepatan aliran fluida serta panjang pipa. Besarnya Mayor Losses dapat

dihitung dengan rumus Darcy Weisbach sebagai berikut :

$$H_{LM} = f \cdot \left(\frac{L}{D} \right) \cdot \left(\frac{v^2}{2g} \right) \quad (2.4)$$

Dimana :

H_{LM} = Mayor Losses (m)

f = faktor gesekan

L = panjang pipa (m)

D = diameter pipa bagian dalam (m)

v = kecepatan aliran fluida (m/s)

g = percepatan gravitasi (m/s²)

b. Minor Losses

Minor Losses adalah kerugian-kerugian yang disebabkan oleh adanya kerugian energi/head pada aksesories pipa seperti belokan-belokan, katup-katup, percabangan dan perubahan luas penampang pipa saluran. Besarnya minor losses dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$H_{Lm} = k \cdot \left(\frac{V^2}{2g} \right) \quad (2.5)$$

Dimana :

H_{Lm} = Minor Losses (m)

k = koefisien kerugian pada aksesories pipa

v = kecepatan rata-rata aliran fluida (m/s)

g = percepatan gravitasi (m/s²)

2.5. Faktor Gesek pada Pipa

Faktor gesekan dalam pipa merupakan fungsi dari bilangan Reynold (Re) dan kekasaran relatif permukaan (e/D). Kekasaran relatif permukaan merupakan perbandingan antara kekasaran absolut dinding pipa bagian dalam dengan diameter pipa. Dengan mengetahui angka kekasaran absolut pipa, maka faktor gesekan dapat dilihat pada diagram Moody, dengan cara menghubungkan (e/D) dengan bilangan Reynold. Bilangan Reynold dapat dengan rumus :

$$Re = \left(\frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} \right) \quad (2.6)$$

Dimana :

ρ = massa jenis zat cair (kg/m³)

V = kecepatan aliran (m/s)

D = diameter pipa (m)

μ = adalah viskositas dinamik (kg/m.s).

Pada $Re < 2300$, aliran bersifat laminar.

Pada $Re > 4000$, aliran bersifat turbulen.

Pada $Re = 2300-4000$, terdapat daerah transisi.

2.6. Net Positive Suction Head (NPSH)

NPSH adalah tinggi isap total dikurangi tekanan absolut, uap absolut (dalam tinggi kolom fluida yang dipompa).

2.6.1. NPSH Yang Tersedia (NPSH_A)

NPSH_A (dalam satuan meter kolom fluida) adalah head yang dimiliki oleh fluida pada sisi isap pompa dikurangi tekanan uap jenuh fluida di tempat tersebut.

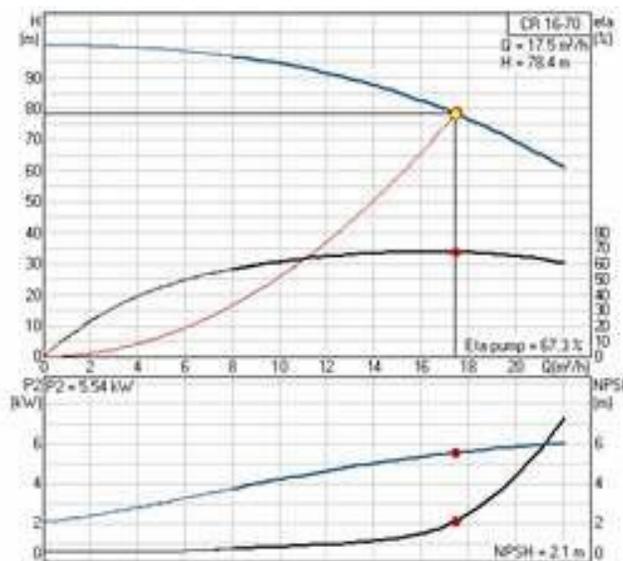
$$NPSH_A = \frac{P_s}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma_v} + z_s - h_{Ls} + \frac{v_s^2}{2g} \quad (2.7)$$

Dimana:

P_v = tekanan penguapan dari fluida/zat cair pada temperatur cairan di dalam impeler
(N/m²)

γ_v = berat jenis fluida/zat cair pada temperatur cairan di dalam impeler (N/m³)

2.6.2. NPSH Yang Diperlukan (NPSH_R)



Gambar 2.2 Grafik NPSH_R dari brosur pompa

NPSH_R (dalam satuan meter kolom fluida) adalah head tekanan yang besarnya sama dengan penurunan tekanan di dalam pompa. Grafik NPSH_R ini biasanya dapat diperoleh dari pabrik pembuat pompa, seperti pada Gambar 2.2. Sebagai pendekatan dapat dihitung dengan persamaan berikut:

$$NPSH_R = (0,3 \sim 0,5) \cdot \frac{n}{60} \sqrt{Q} \quad (2.7)$$

Dimana:

n = putaran pompa (rpm)

Q = Kapasitas pompa (m^3/det)

NPSH tersebut diatas sangat penting untuk dihitung untuk mengecek kemungkinan terjadinya **kavitasi** pada instalasi pompa. Syarat agar tidak terjadi kavitasi adalah:

$$NPSH_A > NPSH_R \quad (2.8)$$

Jadi NPSH yang tersedia harus lebih besar dari NPSH yang dibutuhkan pompa.

2.7. Daya

2.7.1. Water Horse Power

Daya *output* pompa (Water Horse Power = *WHP*) adalah daya efektif yang merupakan fungsi dari kapasitas dan head pompa, yang dihitung berdasarkan persamaan:

$$P_p = \gamma \cdot Q \cdot H_p \quad (2.9a)$$

$$P_e = \gamma \cdot Q_{act} \cdot H_e = P_{sh} \cdot \eta_{op} \quad (2.9b)$$

$$WHP = \frac{P_e}{745} \quad (2.9c)$$

Dimana:

P_p = daya air pompa (W att)

WHP = Daya air pompa / Water Horse Power (HP).

P_e = daya output/efektif pompa (Watt).

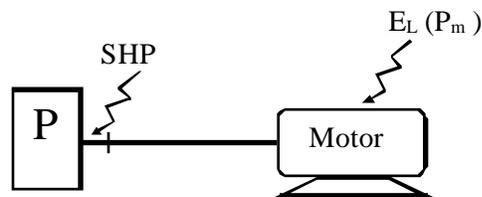
γ = berat jenis air (N/m^3)

Q = kapasitas pompa (m^3/det)

H_p = head total pompa (m)

η_{op} = efisiensi total pompa

2.7.2. Shaft Power



Gam bar 2.3 Daya Pompa

Daya poros adalah daya yang masuk pada poros pompa yang diberikan oleh mesin penggerak mula (*prime-mover*), seperti terlihat pada gambar 2.3. Kurva daya peng erak pompa dapat digam barkan seperti pada gambar 2.4.

$$SHP = P_{sh} = H_p \times Q \times \gamma / \eta_{op}$$

$$P_{mot} = P_{em} / \eta_t \quad (2.10)$$

$$P_{lis} = P_m / \eta_{mot} \quad (2.11)$$

Dimana:

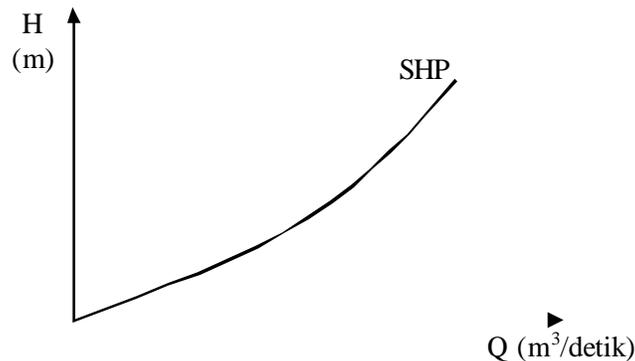
P_{mot} = daya motor / *prime-mover* (Watt)

P_{lis} = daya listrik untuk motor (Watt)

η_{op} = Efisiensi total pompa

η_t = Efisiensi transmisi

η_{mot} = Efisiensi motor



Gambar 2.4 Daya penggerak pompa

Besarnya daya Genset atau PLN (kVA) yang harus disediakan besarnya daya seluruh pompa ditambah daya cadangan untuk start pompa.

$$P_{G/PLN} \cong P_{lis} / (\cos \phi) + P_{start} \text{ [kVA]} \quad (2.12)$$

Arus nominal pompa (Amp) tergantung pada besarnya daya pompa dan tegangannya.

Maka untuk motor listrik 3 phase:

$$I = P_m / (1,73 \times 380 \times \cos \phi) \text{ [Ampere]} \quad (2.13)$$

Luas penampang kabel, (A_K dalam mm^2) ditentukan oleh besarnya arus yang mengalir dan jenis konduktor kabel serta panjang kabel (L_k dalam meter). Jenis konduktor kabel (ϕ) power yang direncanakan adalah kabel tembaga untuk menghindari besarnya drop tegangan (ΔV dalam volt) yang terjadi.

$$A_K = 1,73 \times I \times L_k \cos \phi / (\phi \times \Delta V) \quad (2.14)$$

2.8. Efisiensi

2.8.1. Efisiensi Hidrolis

Adalah efisiensi yang disebabkan oleh adanya kerugian head akibat gesekan antar partikel fluida dan dengan dinding rumah pompa.

$$\eta_h = \frac{H_e}{H_i} = \frac{H_i - \Delta h_p}{H_e + \Delta h_p} = \frac{H_e}{H_{th}} \quad (2.15)$$

2.8.2. Efisiensi Volumetris

Adalah efisiensi yang disebabkan oleh adanya kebocoran (jumlah Q_L) fluida dari dalam rumah pompa ke luar, misalnya lewat seal-seal pompa.

$$\eta_v = \frac{Q_{act}}{Q_i} = \frac{Q_{act}}{Q_{act} + Q_L} \quad (2.16)$$

2.8.3. Efisiensi Internal/Indikatif

Akibat kerugian head dan kapasitas yang terjadi pada pompa maka akan menyebabkan kerugian daya.

$$\eta_i = \frac{P_e}{P_i} = \eta_h \cdot \eta_v \quad (2.17)$$

2.8.4. Efisiensi Mekanis

Adalah efisiensi akibat kerugian gesekan antara bantalan dan poros pompa.

$$\eta_m = \frac{P_i}{P_{sh}} = \frac{P_{sh} - P_{mf}}{P_{sh}} \quad (2.18)$$

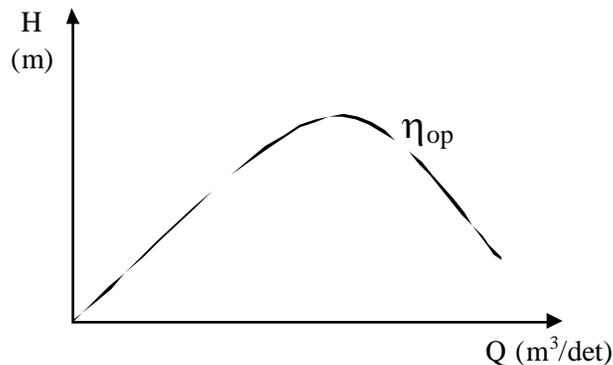
2.8.5. Efisiensi Total atau Stagnasi

Adalah perbandingan antara daya air dengan daya yang masuk ke poros pompa. Kurva efisiensi pompa dapat dilihat seperti pada gambar 3.5.

$$\eta_{op} = \frac{WHP}{SHP} = \frac{P_e}{P_{sh}} = \eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_m \quad (2.19)$$

Maka daya poros dari mesin penggerak pompa yang dibutuhkan adalah:

$$P_{sh} = \frac{\gamma \cdot Q_{act} \cdot H_e}{\eta_{op}} \quad (2.20)$$



Gambar 2.5 Efisiensi pompa

2.9. Putaran

Pada umumnya, motor listrik digunakan sebagai penggerak (*prime mover*) dengan putaran motor tergantung pada jumlah kutub motornya dan frekuensi listrik (di Indonesia adalah 50 Hz). Tabel 2.1 menunjukkan berbagai kecepatan putar motor. Namun, kecepatan motor aktualnya akan lebih kecil 3% sampai dengan 5% dari kecepatan sinkron motornya akibat adanya *slip* yang terjadi.

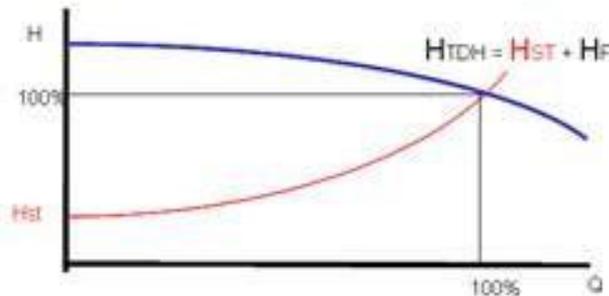
Tabel 2.1. Putaran (Rpm) motor listrik

Jumlah Kutub \ Frekuensi	2	4	6
50 Hz	3.000	1.500	1.000
60 Hz	3.600	1.800	1.200

Putaran motor (Rpm) dapat dihitung dengan:

$$n = \frac{120 \cdot f}{\text{Kutub}} \quad (4.21)$$

2.10. Kurva Head – Kapasitas Pompa



2.6. Titik kerja pompa

Titik perpotongan antara kurva H – Q dari pompa dan dari instalasi merupakan titik kerja pompa dan instalasi (sistem). Pada titik ini head yang diperlukan oleh sistem sama dengan head yang dapat diberikan oleh pompa pada laju aliran yang sama.

$$H_p = \frac{p_d - p_s}{\gamma} + \frac{v_d^2 - v_s^2}{2 \cdot g} + z_d - z_s + H_L$$

Karakteristik instalasi (pipa saluran)

Adalah hubungan antara volume cairan yang mengalir melalui pipa saluran persatuan waktu dengan kerugian head yang dihasilkan.

$$H_{\text{inst}} = H_{\text{statis}} + H_{\text{hidraulis/Dyn}}$$

$$H_{\text{Dyn}} = H_L = H_{\text{mayor}} + H_{\text{minor}}$$

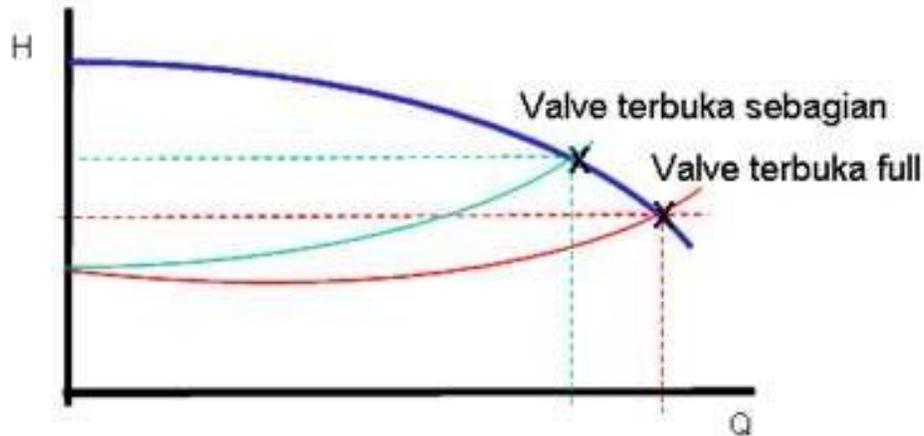
2.11. Pengaturan Operasi Pompa

Dalam praktek sering diperlukan merubah performance pompa dengan cara mengatur kapasitas dan head.

- Pengaturan secara kuantitatif ($n = \text{konstant}$)
- Pengaturan secara kualitatif ($n = \text{berubah}$)

2.11.1. Pengaturan Secara Kuantitatif

a. Mengatur Katup pada pipa Discharge ($H_L \gg$)

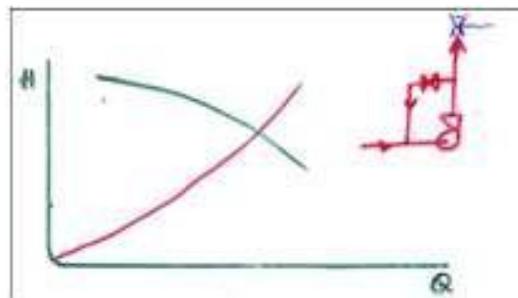


2.7. Kurva pengaruh pengaturan katup

b. Pengaturan Katup Pada Pipa Hisap

Hal ini dilakukan kalau kita tidak ingin mendapatkan tekanan yang bervariasi pada pipa discharge dan menghindari terjadinya kavitasi pada bagian masuk impeller.

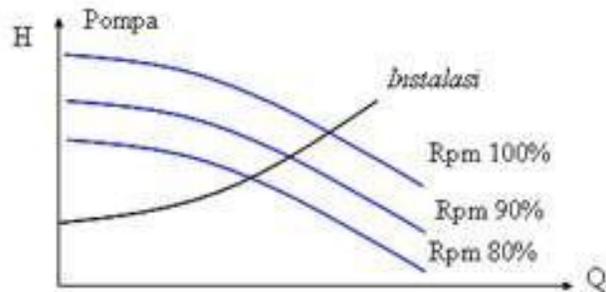
c. Membuat Aliran By-Pass dari Pipa Discharge ke Pipa Isap



2.8. Kurva pengaruh by-pass aliran pada pompa

2.11.2 Pengaturan Secara Kualitatif

Yaitu dengan mengatur pompa, misal dengan gear box, motor listrik dengan inverter



2.9. Kurva pengaruh putaran pompa

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1 \cdot D^3}{n_2 \cdot D^3}$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \frac{n_1^2 \cdot D^2}{n_2^2 \cdot D^2}$$

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{n_1^3 \cdot D^5}{n_2^3 \cdot D^5}$$

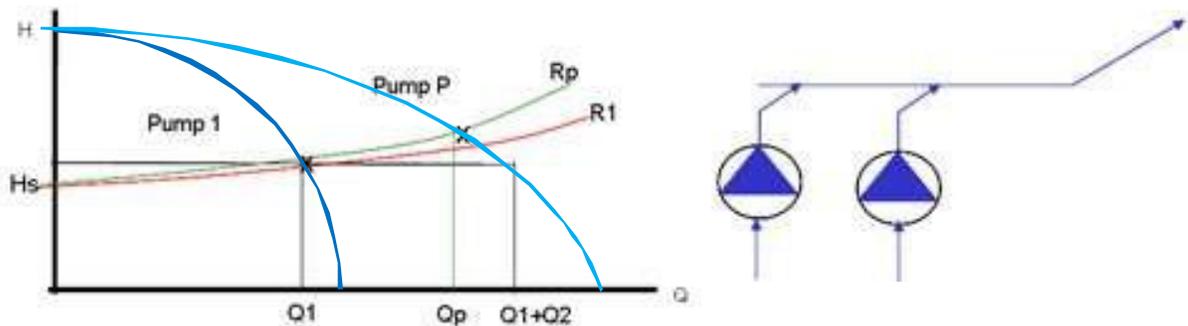
2.12. Operasi Paralel dan Operasi Seri

Jika head (H) atau kapasitas (Q) yang diperlukan dapat dicapai dengan satu pompa saja, maka dapat digunakan dua pompa atau lebih yang disusun secara paralel atau seri.

Operasi Paralel

Untuk mendapatkan head yang lebih besar (tentik dengan multistage pump). Dua atau lebih unit pompa dipasang paralel. Untuk mendapatkan Kapasitas yang lebih besar.

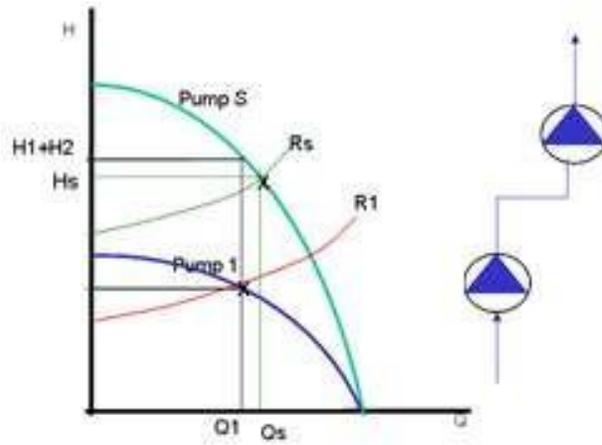
Namun: $Q_p < Q_1 + Q_2$, Tapi: $H_p > H_1$



2.10. Performansi dua pompa paralel

- **Operasi Seri**

Untuk mendapatkan Q yang lebih besar.



2.11. Performansi dua pompa seri

Dua atau lebih unit pompa dipasang Seri

Untuk mendapatkan Head yang lebih tinggi

Namun: $H_s < H_1 + H_2$

Tapi: $Q_s > Q_1$

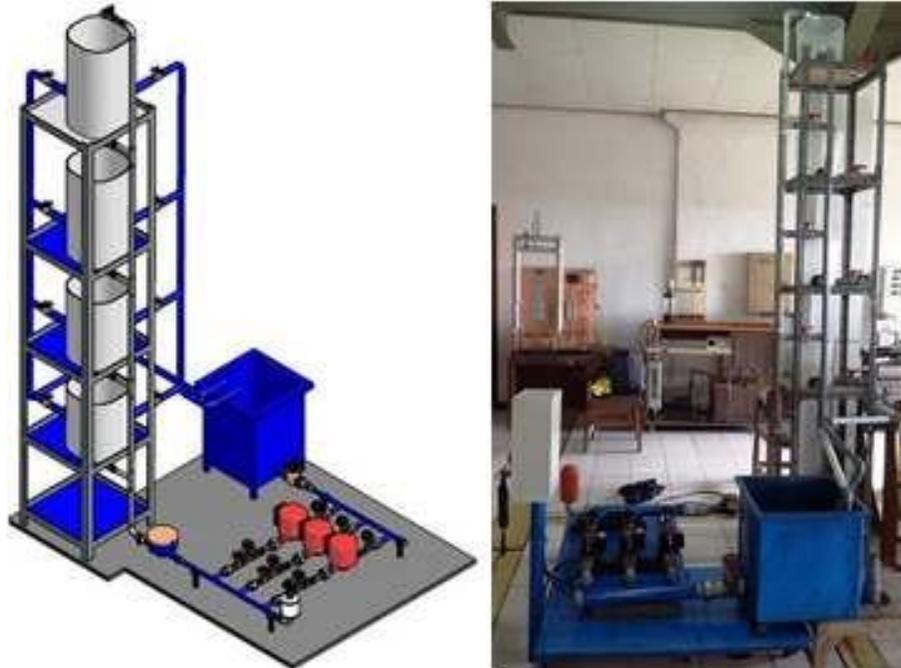
BAB II

PRO SEDUR PELAKS ANAAN

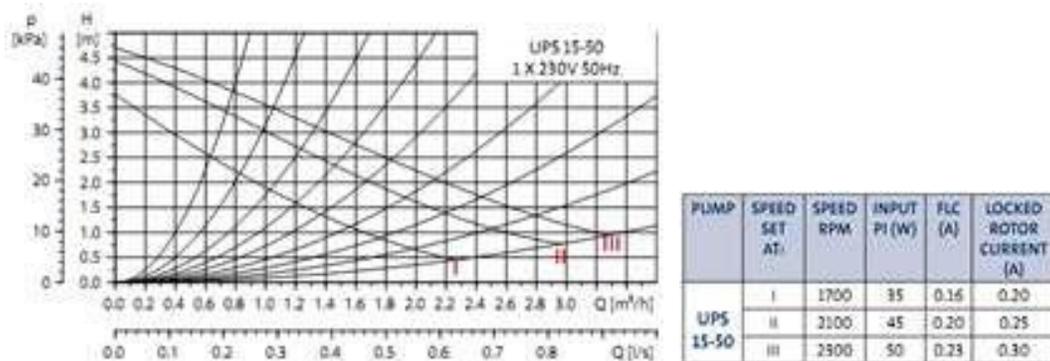
3.1. Prosedur Pengujian

3.1.1 Persiapan pengujian :

1. Persiapan perlengkapan (alat dan bahan) penelitian
2. Yakinkan air dalam bak dalam keadaan bersih



Gambar 3.1. Skema dan alat uji instalasi pompa



Gambar 3.2. Spesifikasi pompa uji

3.1.2 Pengambilan data melalui uji coba dengan langkah sebagai berikut :

- A. Operasi pompa tunggal (yang digunakan adalah pompa 1) dengan variasi putaran (n) dan head statis Z_d :
 - a. Isi penuh bak instalasi dengan air bersih
 - b. Tutup katup k_2 , k_3 dan k_5 ,serta buka k_1 dan k_4
 - c. Posisikan pompa pada Putaran-I.
 - d. Posisikan MCB pada Panel Kontrol Pompa pada posisi on.
 - e. Hidupkan pompa 1.
 - f. Seting head statis pemompaan pada Z_{d1} , dengan mem buka katup pada aliran ke resevoir-1.
 - g. Setelah aliran air konstan/kerja pompa stabil, am ati dan catat penunjukan tekanan pada manometer untuk saluran isap (P_{s1}) dan tekan (P_{s2}) pompa
 - h. Catat ketinggian air pada bak sumber air (z_s).
 - i. Perhatikan penunjukan pada *flow-meter* catat berapa lama waktu (t) yang dibutuhkan pompa untuk mengalirkan air sebanyak 10 liter.
 - j. Dengan menggunakan *Tang-Amphere* ukur berapa ampere arus (I) saat pompa bekerja dan berapa tegangan listriknya (V) lihat pada *Volt-Meter* pada Panel.



Gam bar 3.3. Panel kontrol pompa

- k. Ulangi langkah "f sam pai dengan j" untuk head statis : Z_{d2} , Z_{d3} , Z_{d4}
- l. Ulangi langkah "c sam pai dengan k" untuk kecepatan pompa II, dan III

- B. Operasi pompa paralel :
- a. Isi penuh bak instalasi dengan air bersih
 - b. Posisikan pompa pada Putaran-I.
 - c. Hubungkan pompa 1, 2 dan 3 secara paralel, dengan membuka katup k_1 , k_2 , k_4 , dan k_5 , sedangkan katup k_3 tertutup.
 - d. Posisikan MCB Panel Kontrol Pompa pada posisi on.
 - e. Hidupkan pompa 1, 2 dan 3 secara bersamaan.
 - f. Seting head statis pompa pada Z_{d1} , dengan membuka katup pada aliran ke reservoir-1.
 - g. Setelah aliran air konstan/kerja pompa stabil, amati dan catat penunjukan tekanan pada manometer untuk saluran isap (P_{s1} , P_{s2} , P_{s3}) dan tekanan (P_{d1} , P_{d2} , P_{d3}).
 - h. Catat ketinggian air pada bak sumber air (z_s)
 - i. Perhatikan penunjukan pada *flow-meter* catat berapa lama waktu (t) yang dibutuhkan pompa untuk mengalirkan air sebanyak 10 liter.
 - j. Dengan menggunakan *Tang-Ammphere* ukur berapa ampere arus (I) saat pompa bekerja dan berapa tegangan listriknya (V) lihat pada *Volt-Meter* pada Panel.
 - k. Ulangi langkah "f sampai dengan j" untuk head statis : Z_{d2} , Z_{d3} , Z_{d4}

C. Operasi pompa seri :

- a. Isi penuh bak instalasi dengan air bersih
- b. Posisikan pompa pada Putaran-1.
- c. Hubungkan pompa 1 dan 2 secara seri, dengan membuka katup k_1 , k_3 dan k_5 , sedangkan katup k_2 dan k_4 tertutup.
- d. Posisikan MCB Panel Kontrol Pompa pada posisi on.
- e. Hidupkan pompa 1 dan 2 secara bersamaan.
- f. Seting head statis pompa pada Z_{d1} , dengan membuka katup pada aliran ke resevoir-1.
- g. Setelah aliran air konstan/kerja pompa stabil, amati dan catat penunjukan tekanan pada manometer untuk saluran isap (P_{s1} , P_{s2}) dan tekan (P_{d1} , P_{d2}).
- h. Catat ketinggian air pada bak sumber air (Z_s)
- i. Perhatikan penunjukan pada *flow-meter* catat berapa lama waktu (t) yang dibutuhkan pompa untuk mengalirkan air sebanyak 10 liter.
- j. Dengan menggunakan *Tang-Ampere* ukur berapa ampere arus (I) saat pompa bekerja dan berapa tegangan listriknya (V) lihat pada *Volt-Meter* pada Panel.
- k. Ulangi langkah "f sampai dengan j" untuk head statis : Z_{d2} , Z_{d3} , Z_{d4}

Catatan:

Setelah selesai praktikum, matikan semua pompa dan OFF-kan MCB pada Panel Kontrol Pompa, serta bersihkan seluruh peralatan yang telah dipergunakan, termasuk membuang air pada Bak-air.

Tabel 3.1. Data pengujian pompa tunggal

Head Statis	Parameter	Hasil
Zd1 = 94 cm	t (detik)	
	P in (mmHg)	
	P out (mmHg)	
	Z _s (cm)	
	I (Amp)	
	V (Volt)	
Zd2 = 149,7 cm	t (detik)	
	P in (mmHg)	
	P out (mmHg)	
	Z _s (cm)	
	I (Amp)	
	V (Volt)	
Zd3 = 205,2 cm	t (detik)	
	P in (mmHg)	
	P out (mmHg)	
	Z _s (cm)	
	I (Amp)	
	V (Volt)	
Zd4 = 259,8 cm	t (detik)	
	P in (mmHg)	
	P out (mmHg)	
	Z _s (cm)	
	I (Amp)	
	V (Volt)	

Tabel 3.2. Data pengujian pompa Paralel

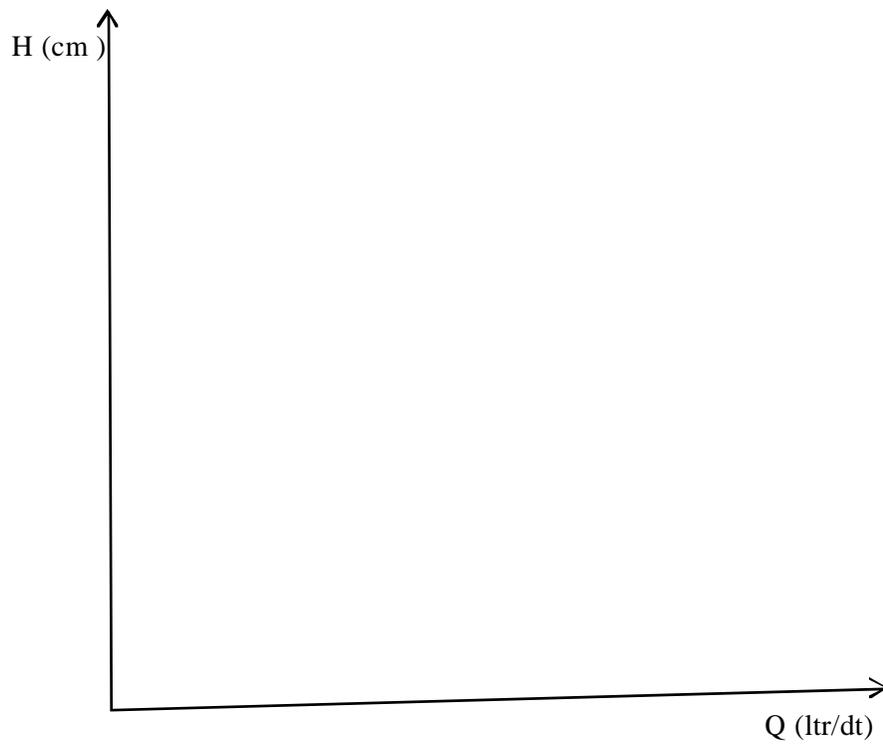
Head Statis	Parameter	Hasil
Zd1 = 94 cm	t (detik)	
	P in (mmHg)	
	P out (mmHg)	
	Z _s (cm)	
	I (Amp)	
	V (Volt)	
Zd2 = 149,7 cm	t (detik)	
	P in (mmHg)	
	P out (mmHg)	
	Z _s (cm)	
	I (Amp)	
	V (Volt)	
Zd3 = 205,2 cm	t (detik)	
	P in (mmHg)	
	P out (mmHg)	
	Z _s (cm)	
	I (Amp)	
	V (Volt)	
Zd4 = 259,8 cm	t (detik)	
	P in (mmHg)	
	P out (mmHg)	
	Z _s (cm)	
	I (Amp)	
	V (Volt)	

Tabel 3.3. Data pengujian pompa Seri

Head Statis	Parameter	Hasil
Zd1 = 94 cm	t (detik)	
	P in (mmHg)	
	P out (mmHg)	
	Z _s (cm)	
	I (Amp)	
	V (Volt)	
Zd2 = 149,7 cm	t (detik)	
	P in (mmHg)	
	P out (mmHg)	
	Z _s (cm)	
	I (Amp)	
	V (Volt)	
Zd3 = 205,2 cm	t (detik)	
	P in (mmHg)	
	P out (mmHg)	
	Z _s (cm)	
	I (Amp)	
	V (Volt)	
Zd4 = 259,8 cm	t (detik)	
	P in (mmHg)	
	P out (mmHg)	
	Z _s (cm)	
	I (Amp)	
	V (Volt)	

3.2. Tugas

1. Hitung performansi pompa : Kapasitas, Head, Daya air (WHP), dan Efisiensi pompa pada masing-masing data hasil pengujian.
2. Jelaskan dan buatlah kurve performansi pompa tunggal dengan variasi head statis.
3. Jelaskan dan buatlah kurve performansi pompa seri dan tunggal dengan variasi head statis.
4. Jelaskan dan buatlah kurve performansi pompa Paralel dan tunggal dengan variasi head statis.



DAFTAR PUSTAKA

1. Bachus L., Custodio A., 2003, *Know and Understanding Centrifugal Pumps*, Elsevier Ltd., UK.
2. Church A.H. (Alih Bahasa: Zulkifli), 1990, *Pompa dan Blower Sentrifugal*, Erlang a, Jakarta.
3. Dietzel F. (Alih Bahasa: Sriyono D.),1990, *Turbin, Pompa dan Kompresor*, Erlang a, Jakarta.
4. Karassik I.J., Mes ina J.P., Cooper P., Heald C.C, 2001. *Pum p Handbook*, 3th edition, McGraw-Hill Book Company, New York.
5. Khetagurov M., 1974, *Marine Auxiliry Machinery And Systems*, Peace Publisher, Moscow.
6. Lobanoff V.S., Ross R.R. 1992, *Centrifugal Pumps: Design and Application*, Jaico Publishing House, Bombay
7. Stepanoff A.J., 1962, *Centrifugal And Axial Flow Pum p: Theory, Design, and Application*, 2nd ed., John-Wiley & Sons, Inc., New York.
8. Streeter V.L., Wylie E. B., 1975. *Fuid Mechanics*, 6th edition, McGraw-Hill Book Company, New York
9. Sularso, dan Tahara H., 2000, *Pompa dan Kompresor: Pemilihan, Pemakaian dan Pem eliharaan*, Edisi ke-7, PT Pradnya Param ita, Jakarta.
10. Rajput R.K., 2002, *A Textbook of Fluid Mechanics and Hydraulics Machines*, S. Chand & Company Ltd, New Delhi

MODUL PRAKTIKUM

REFRIGERASI (AC)

Oleh : Ir.I Nengah Suarnadwipa, MT



**PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS UDAYANA
2019**

KATA PENGANTAR

Puji syukur patut dipersembahkan kehadirat Ida Sang Hyang Widhi Wasa, hanya berkat perkenan Beliau serta usaha keras penulis, Pedoman Praktikum Refrigerasi (AC) ini dapat diselesaikan tepat pada waktunya. Pedoman ini bertujuan untuk memberikan petunjuk dalam melaksanakan Praktikum Keahlian Konversi Energi di bidang 'Performansi Mesin' pada khususnya bagian 'Performansi Air Conditioning'.

Pedoman ini masih jauh dari sempurna, untuk itu diperlukan saran dan masukan untuk menyempurnakan pedoman ini. Semoga pedoman ini bermanfaat untuk berbagai pihak.

Penulis,

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN	i
DAFTAR ISI	ii
BAB I PAKTIKUM DAN PROSEDUR PRAKTIKUM	
1.1 Deskripsi Praktikum.....	1
1.2 Prosedur Pelaksanaan Praktikum	1
1.3 Pelaksanaan Praktikum	4
1.4 Metode Pengolahan Data	6
BAB II HASIL DAN PEMBAHASAN	
2.1 Data Hasil Praktikum	10
2.2 Perhitungan, Analisa dan Pembahasan	11
BAB III KESIMPULAN	
3.1 Kesimpulan	17
DAFTAR PUSTAKA	18

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Dewasa ini sistem pengkondisian udara (Air Conditioning), telah banyak diterapkan di masyarakat, mulai dari bangunan hotel, perumahan, kendaraan bahkan sampai pesawat udara telah menggunakan sistem pengkondisian udara untuk meningkatkan kenyamanan. Proses pengkondisian udara ini sendiri meliputi banyak hal antara lain proses pendinginan, pemanasan, penambahan kelembaban dan pengurangan kelembaban, sedangkan siklus kerja pada mesin pendingin meliputi proses perlakuan refrigeran dalam sistem mesin pendingin. Akan tetapi pada kenyataannya banyak teknisi belum memahami sepenuhnya bagaimana sistem pengkondisian udara ini sebenarnya.

Bertitik tolak dari pemaparan di atas, sebagai mahasiswa Teknik Mesin sangatlah perlu untuk melakukan praktikum mesin pendingin dan pengkondisian udara ini, dengan harapan agar mahasiswa dapat melengkapi pengetahuan secara teoritis maupun praktis tentang Air Conditioning dan sistem refrigerasi dengan siklus kompresi uap. Sehingga pada akhirnya, mahasiswa dapat mengaplikasikan lebih jauh teori yang didapat di bangku kuliah dengan kenyataannya di dunia kerja.

1.2 Permasalahan

Adapun permasalahan yang biasanya terjadi adalah kurangnya pemahaman dari sistem refrigerasi dan pengkondisian udara oleh mahasiswa, yang selama ini hanya didapat dari teori-teori dan tutorial dari dosen pengajar. Sedangkan aplikasi dan praktek di lapangan sangatlah kurang. Untuk itu melalui praktikum mesin pendingin ini kami mengangkat masalah yaitu:

1. Bagaimanakah proses perlakuan udara yang dikondisikan?
2. Bagaimanakah perubahan sifat – sifat udara sepanjang duct dalam diagram psychrometri?
3. Berapakah laju alir massa udara, uap, dan air kondensat yang terjadi pada duct?

4. Berapakah losses energi di setiap potongan duct, kapasitas pendinginan, daya kompresor dan unjuk kerja mesin pendingin ?
5. Bagaimanakah perubahan enthalpy campuran udara - uap air sepanjang saluran duct ?

1.3 Tujuan

Tujuan dari praktikum mesin pendingin ini adalah sebagai berikut:

1. Untuk dapat meningkatkan pemahaman terhadap dasar-dasar mesin pendingin dan dapat mengetahui:
 - Proses perlakuan udara yang dikondisikan.
 - Perubahan sifat-sifat udara sepanjang duct dalam diagram Psychrometry.
 - Losses energi di setiap potongan duct.
 - Siklus refrigerasi secara aktual.
 - Kapasitas pendinginan.
 - COP sistem mesin pendingin dan pengkondisian udara.
2. Untuk mengetahui cara pengukuran parameter-parameter dari AC dan perubahan sifat-sifat udara sepanjang sistem.

1.4 Manfaat

Adapun manfaat yang dapat diperoleh dari praktikum ini adalah:

1. Mahasiswa dapat mengetahui dan melihat secara langsung sistem mesin pendingin (AC) itu sendiri.
2. Mahasiswa dapat menambah pengetahuan dan mengetahui cara pengoperasian mesin pendingin (AC).

BAB II

TEORI PENUNJANG

2.1 Dasar-dasar Sistem Refrigerasi

Refrigerasi adalah suatu proses penyerapan panas dari suatu zat atau produk sehingga temperaturnya berada di bawah temperatur lingkungan. Mesin refrigerasi atau disebut juga mesin pendingin yaitu mesin yang dapat menimbulkan efek refrigerasi, sedangkan refrigeran adalah zat yang digunakan sebagai fluida kerja dalam proses penyerapan panas. Secara umum bidang refrigerasi mencakup kisaran temperatur sampai dengan minus 1500 C.

Saat ini aplikasi refrigerasi meliputi bidang yang sangat luas, mulai dari keperluan rumah tangga, pertanian, sampai ke industri gas, petrokimia, perminyakan, dsb. Berbagai jenis mesin refrigerasi yang bekerja berdasarkan berbagai proses dan siklus dapat ditemui dalam praktek di lapangan. Namun demikian mesin refrigerasi dapat dikelompokkan berdasarkan jenis siklusnya dan jenis pemakaiannya.

Berdasarkan jenis siklusnya, mesin refrigerasi dapat dikelompokkan menjadi:

1. Mesin Refrigerasi Siklus Termodinamika.
2. Mesin Refrigerasi Siklus Termo-elektrik.
3. Mesin Refrigerasi Siklus Termo-magnetik

Yang termasuk mesin refrigerasi siklus termodinamika antara lain :

Mesin Refrigerasi Siklus Kompresi Uap (SKU)

1. Mesin Refrigerasi Siklus Absorpsi (SA)
2. Mesin Refrigerasi Siklus Jet Uap (SJU)
3. Mesin Refrigerasi Siklus Udara (SU)
4. Mesin Refrigerasi Tabung Vorteks (TV)

Berdasarkan aplikasinya mesin refrigerasi dapat dikelompokkan seperti yang ditunjukkan pada Tabel 2.1.

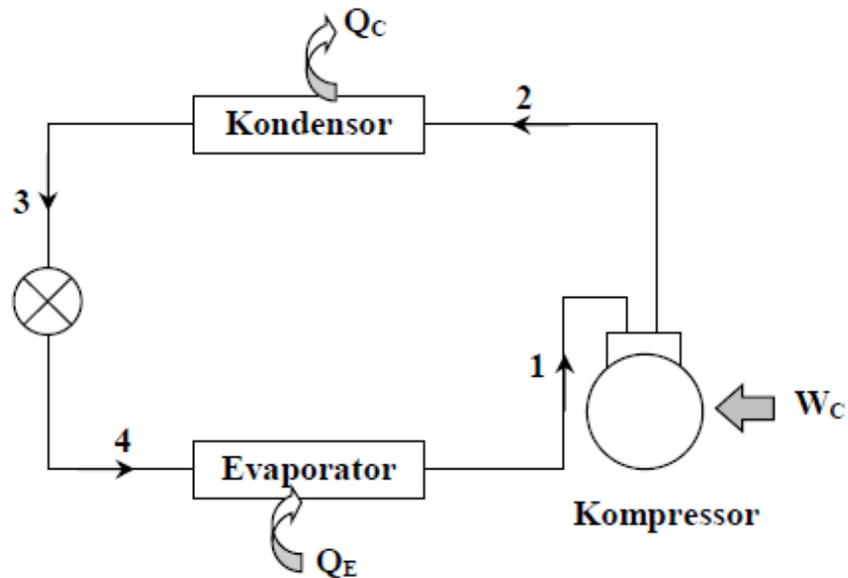
Jenis Mesin Refrigerasi	Contoh
Refrigerasi Domestik	Lemari es, dispenser air
Refrigerasi Komersial	Pendingin minuman botol, box es krim, lemari pendingin supermarket

Refrigerasi Industri	Pabrik es, cold storage, mesin pendingin untuk industri proses
Refrigerasi Transport	Refrigerated truck, train and containers
Pengkondisian udara domestik dan komersil	AC Window, split dan package
Chiller	Water cooled and air cooled chiller
Mobile Air Condition	AC mobil

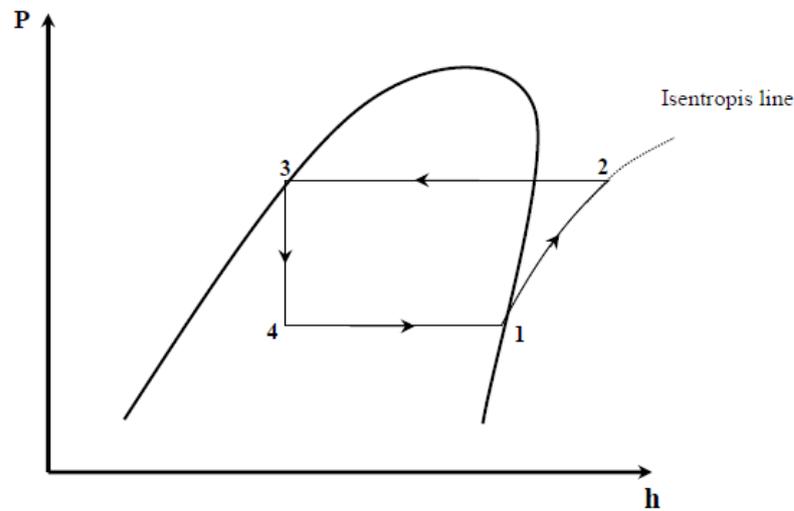
Tabel 2.1 Kelompok aplikasi mesin refrigerasi

2.2 Prinsip Kerja Mesin Refrigerasi Kompresi Uap

Mesin Refrigerasi Siklus kompresi Uap merupakan jenis mesin refrigerasi yang paling banyak digunakan saat ini. Mesin refrigerasi ini terdiri dari empat komponen utama, yaitu kompresor, kondensor, alat ekspansi dan evaporator. Susunan empat komponen tersebut secara skematik ditunjukkan dalam gambar 2.1 dan sketsa proses siklus kompresi uap standar dalam diagram P-h ditunjukkan pada gambar 2.2.



Gambar 2.1 Skematik Sistem Refrigerasi Siklus Kompresi Uap



Gambar 2.2 P-h diagram Siklus Kompresi Uap Standar

Di dalam siklus kompresi uap standar ini, refrigeran mengalami empat proses yaitu:

1. Proses 1-2: refrigeran meninggalkan evaporator dalam wujud uap jenuh dengan temperatur dan tekanan rendah, kemudian oleh kompresor uap tersebut dinaikkan tekanannya menjadi uap dengan tekanan yang lebih tinggi (tekanan kondensor). Kompresi ini diperlukan untuk menaikkan temperatur refrigeran, sehingga temperatur refrigeran di dalam kondensor lebih tinggi daripada temperatur lingkungannya. Dengan demikian perpindahan panas dapat terjadi dari refrigeran ke lingkungan. Proses kompresi ini berlangsung secara isentropik (adiabatik reversibel).
2. Proses 2-3: setelah mengalami proses kompresi, refrigeran berada dalam fase panas lanjut dengan tekanan dan temperatur tinggi. Untuk mengubah wujudnya menjadi cair, kalor harus dilepaskan ke lingkungan. Hal ini dilakukan pada penukar kalor yang disebut kondensor. Refrigeran mengalir melalui kondensor dan pada sisi lain dialirkan fluida pendingin (udara atau air) dengan temperatur lebih rendah daripada temperatur refrigeran. Oleh karena itu kalor akan berpindah dari refrigeran ke fluida pendingin dan sebagai akibatnya refrigeran mengalami penurunan temperatur dari kondisi uap panas lanjut menuju kondisi uap jenuh, selanjutnya mengembun menjadi wujud cair. Kemudian keluar dari

kondensor dalam wujud cair jenuh. Proses ini berlangsung secara reversibel pada tekanan konstan.

3. Proses 3-4: refrigeran dalam wujud cair jenuh mengalir melalui alat ekspansi. Refrigeran mengalami ekspansi pada entalpi konstan dan berlangsung secara tak reversibel. Selanjutnya refrigeran keluar dari alat ekspansi berwujud campuran uap-cair pada tekanan dan temperatur evaporator.
4. Proses 4-1: refrigeran dalam fasa campuran uap-cair, mengalir melalui sebuah penukar kalor yang disebut evaporator. Pada tekanan evaporator, titik didih refrigeran haruslah lebih rendah daripada temperatur lingkungan (media kerja atau media yang didinginkan), sehingga dapat terjadi perpindahan panas dari media kerja kedalam refrigeran. Kemudian refrigeran yang masih berwujud cair menguap didalam evaporator dan selanjutnya refrigeran meninggalkan evaporator dalam fasa uap jenuh. Proses penguapan tersebut berlangsung secara reversibel pada tekanan konstan.

2.3 Analisis Kinerja Mesin Refrigerasi Kompresi Uap

Parameter-parameter prestasi mesin refrigerasi kompresi uap, antara lain: kerja kompresi, laju pengeluaran kalor, kapasitas refrigerasi dan koefisien performansi (Coefficient of Performance, COP).

Ada beberapa definisi parameter-parameter yang sering digunakan dalam menganalisis kinerja mesin :

- Entalpi adalah merupakan tingkat energi yang dimiliki oleh suatu zat per satuan massa zat tersebut (kJ/kg),
- Entropi adalah merupakan energi yang diperlukan oleh setiap satuan massa suatu zat untuk menaikkan suhu satu derajat satuan suhu (kJ/kg OK),
- Kerja per satuan massa adalah usaha (energi) per satuan massa yang diberikan ke sistem (kJ/kg),
- Daya adalah kerja per satuan waktu (kW),
- Isentropik adalah tingkat keadaan yang memiliki entropi yang sama,
- Adiabatik adalah tidak terjadi perpindahan kalor,

- Reversibel adalah suatu proses yang bisa kembali ke keadaan awal,
- Irreversibel adalah suatu proses yang tidak bisa kembali ke keadaan awal.

Penentuan parameter-parameter tersebut dapat dibantu dengan menggunakan sketsa proses pada diagram tekanan entalpi dan tabel sifat-sifat refrigeran.

Daya kompresi adalah kerja kompresi per satuan waktu ditentukan oleh perubahan entalpi pada proses 1-2 dikalikan laju massa refrigeran dan dapat dinyatakan sebagai :

$$\dot{W}_c = \dot{m}r(h_2 - h_1) \quad (\text{kW}) \quad (2.1)$$

Hubungan tersebut diturunkan dari persamaan energi dalam keadaan tunak, pada proses kompresi adiabatik reversibel dengan perubahan energi kinetik dan energi potensial diabaikan.

Laju kalor yang dibuang melalui kondensor dari refrigeran ke lingkungan yang lebih rendah temperaturnya terjadi pada proses 2-3, yaitu :

$$\dot{Q}_c = \dot{m}r(h_2 - h_3) \quad (\text{kW}) \quad (2.2)$$

Pada proses 3-4, merupakan proses ekspansi refrigeran menuju evaporator. Proses ini biasanya dimodelkan dengan proses cekik tanpa adanya perpindahan kalor (adiabatik) dan proses berlangsung tak reversibel, sehingga diperoleh hubungan $h_3 = h_4$.

Kapasitas refrigerasi adalah kalor yang diterima oleh sistem dari lingkungan melalui evaporator per satuan waktu. Kapasitas refrigerasi atau juga disebut beban pendinginan merupakan parameter penting, karena merupakan daya yang berguna dan diinginkan dari suatu sistem refrigerasi.

$$\dot{Q}_e = \dot{m}r(h_1 - h_4) \quad (\text{kW}) \quad (2.3)$$

Koefisien performansi, COP adalah besarnya daya yang berguna dibagi dengan daya yang diperlukan sistem, yaitu daya kompresi.

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_c} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (2.4)$$

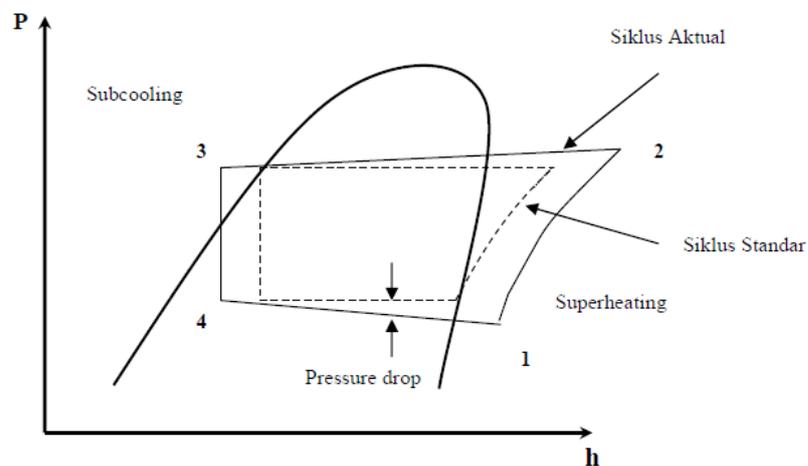
2.4 Siklus Kompresi Uap Aktual

Pada kenyataannya siklus kompresi uap mengalami penyimpangan dari kompresi uap standar, seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.3 perbedaan penting siklus kompresi uap aktual dari siklus standar adalah :

1. Terjadi penurunan tekanan disepanjang pipa kondensor dan evaporator.

2. Adanya proses dibawah dingin (sub-cooling) cairan yang meninggalkan kondensor sebelum memasuki alat ekspansi.
3. Pemanasan lanjut uap yang meninggalkan evaporator sebelum memasuki kompresor.
4. Terjadi kenaikan entropi pada saat proses kompresi (kompresi tak isentropik).
5. Proses ekspansi berlangsung non adiabatik.

Walaupun siklus aktual tidak sama dengan siklus standar, tetapi proses ideal dalam siklus standar sangat bermanfaat dan diperlukan untuk mempermudah analisis secara teoritik.



Gambar 2.3 Siklus kompresi uap aktual dan siklus standar

2. Sistem refrigrasi kompresi uap, terdiri dari kompresor, kondensor, drier, evaporator, flowmeter, katup ekspansi. Dimana coil evaporator berada pada jalur ducting. Sistem kompresi uap menghasilkan pendinginan pada evaporator. Beban pendinginan adalah udara yang dilewatkan ke ducting melalui coil evaporator.

3.2 Peralatan Yang Digunakan :

- Flowmeter ; untuk mengukur debit aliran fluida
- Inclined Manometer ; untuk mengukur tekanan
- Pressure Gage ; untuk mengukur tekanan
- Termometer ; untuk mengukur temperatur
- Regavolt ; untuk mengukur tegangan untuk pembebanan pada Evaporator
- Gelas ukur
- Pengukur waktu/ stop watch

3.3 Langkah-langkah Praktikum

Lingkup Percobaan meliputi :

1. Pengukuran Parameter

Karena banyaknya perubahan parameter akibat variasi dari suatu besaran, semua jenis percobaan dapat dilihat pada tabel data yang dicatat.

Parameter yang diukur pada titik-titik pengukuran:

- Temperatur bola basah udara dalam duct.
- Temperatur bola kering udara dalam duct.
- Tekanan udara pada keluaran duct (kenaikan cairan pada inclined manometer).
- Laju aliran volume kondensat yang dihasilkan.
- Laju aliran volume refrigeran.
- Tekanan refrigeran.
- Temperatur refrigeran.

2. Perhitungan

Setelah data diperoleh dalam praktikum dengan bekal dasar teori yang sudah diberikan, mahasiswa harus dapat menghitung hasil yang diinginkan untuk kelengkapan laporan seperti :

- Laju massa aliran udara sepanjang air flow duct.
- Laju massa uap yang dihasilkan boiler.
- Laju massa air kondensat yang dihasilkan.
- Entalpi campuran udara-uap air sepanjang saluran dengan bantuan, entalpi air suhu standar, entalpi uap air jenuh dan entalpi refrigeran di titik yang ditentukan.
- Losses energi sepanjang saluran.
- Kapasitas pendinginan.
- Unjuk kerja mesin pendingin (COP).

3. Prosedur Praktikum

- Persiapan sebelum percobaan
 - a) Pasang gelas pengukur kondensat di bawah saluran kondensat.
 - b) Kalibrasi termometer yang akan digunakan dan semua alat ukur yang ada.
 - c) Pasang semua termometer yang akan digunakan dan semua alat ukur yang ada.
 - d) Cek fluida indikator inclined manometer, jika kurang ditambahkan.
- Menjalankan instalasi
 - a) Panel induk dipasang kemudian diset pada posisi ON dengan regavolt pada posisi 0 %.
 - b) Hidupkan fan dengan mengatur regavolt sesuai variasi data masing-masing kelompok untuk memberikan aliran udara ke duct.
 - c) Hidupkan mesin refrigerasi dengan menghidupkan kompresor sehingga terjadi sirkulasi aliran refrigeran. Instalasi dibiarkan beroperasi sampai terbentuk air kondensasi pada evaporator, ditampung dengan gelas ukur.
 - d) Atur pembebanan air flow ducts sesuai dengan besar pembebanan yang diberikan oleh asisten/teknisi melalui panel dari semua

komponen (Boiler, preheater, heater, regavolt). Posisi pengaturan disesuaikan dengan pembebanan yang ditentukan.

e) Pengambilan data dapat dilakukan apabila kondisi betul-betul stedi/tunak dan sudah terbentuk air kondensat, pengambilan data diambil sebanyak 3 kali untuk setiap variasi beban.

- Menghentikan Operasi Instalasi
 - a) Semua saklar dari komponen-komponen pelengkap dimatikan.
 - b) Kemudian kompresor dimatikan.
 - c) Regavolt diturunkan posisinya secara steady sampai dengan 0 %.
 - d) Matikan panel induk
 - e) Cabut steker dari power supply.

4. Plotting Data

Data yang dicatat dapat dipakai untuk mencari parameter campuran udara uap air dengan memplotkan data ke dalam diagram psychrometri. Propertis refrigeran dapat dicari dari P-h diagram R-12 dan dari tabel jenuh properties fluida. Data – data di atas dipakai dalam perhitungan.

5. Pembahasan

Praktikan memberikan pembahasan terhadap karakteristik performansi dari peralatan Air conditioning Bench tipe A 573 / 41154 yang menyangkut semua parameter mengenai tujuan praktikum. Pembahasan meliputi :

- Gambarkan proses perlakuan udara yang dikondisikan di plot ke dalam diagram psychrometri. Beri penjelasan proses di tiap titik yang ditentukan.
- Gambarkan siklus refrigerasi secara aktual ke dalam P-h diagram dilengkapi penjelasan.
- Losses energi di setiap potongan duct
- Kapasitas pendinginan
- COP Sistem

3.4 Rumus-rumus Untuk Pengolahan Data

Laju Alir Massa Udara di Ujung Saluran

$$\dot{m}_{ud} = 0,0504\{Z/v_D\}^{0,5} \quad (\text{kg/s}) \quad (3.1)$$

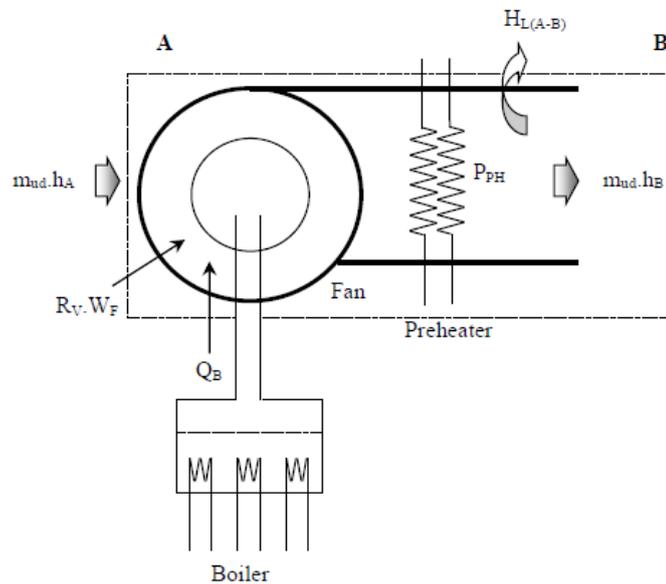
Dimana:

Z = kenaikan fluida pada inclined manometer (mm)

v_D = Volume spesifik udara di titik D (m^3/kg)

v_D dicari dari diagram psychrometri

1. Proses A-B (proses pemanasan dan humidifikasi oleh injeksi uap, preheating, fan)



Gambar 3.2 Penampang A-B Ducting

Laju penguapan teoritis pada boiler

$$\dot{m}_{uap} = \dot{Q}_b / (h_{uap} - h_{air}) \quad (\text{kg/s}) \quad (3.2)$$

Dimana:

\dot{Q}_b = daya boiler (kW)

h_{uap} = entalpi uap air jenuh pada 100 °C (kJ/kg)

h_{air} = entalpi uap air suhu standar (kJ/kg)

h_{uap} dicari dari tabel jenuh air

h_{air} dicari dari tabel properties air pada suhu standar

Laju kenaikan kandungan uap air dalam saluran A-B

$$\dot{m}_{uapA-B} = \dot{m}_{ud}(\omega_B - \omega_A) \quad (\text{kg/s}) \quad (3.3)$$

Dimana:

ω_A = kelembaban mutlak udara di titik A (kg uap air/kg udara kering)

ω_B = kelembaban mutlak udara di titik B (kg uap air/kg udara kering)

ω_A, ω_B dicari dari diagram psychrometri

Laju penambahan kalor dan kerja pada saluran A-B

$$\dot{Q}_{A-B} = \dot{Q}_b + P_{PH} + (R_V \times \dot{W}_{fan}) \quad (\text{kW}) \quad (3.4)$$

Dimana:

\dot{W}_{fan} = daya fan sesuai spesifikasi (kW)

R_V = rasio pengaturan regavolt

P_{PH} = daya pre-heater (kW)

Laju perubahan energi campuran udara uap-air

$$\Delta \dot{E}_{A-B} = \dot{m}_{ud} (h_B - h_A) \quad (\text{kW}) \quad (3.5)$$

Dimana:

h_B = entalpi campuran udara uap-air di titik B (kJ/kg)

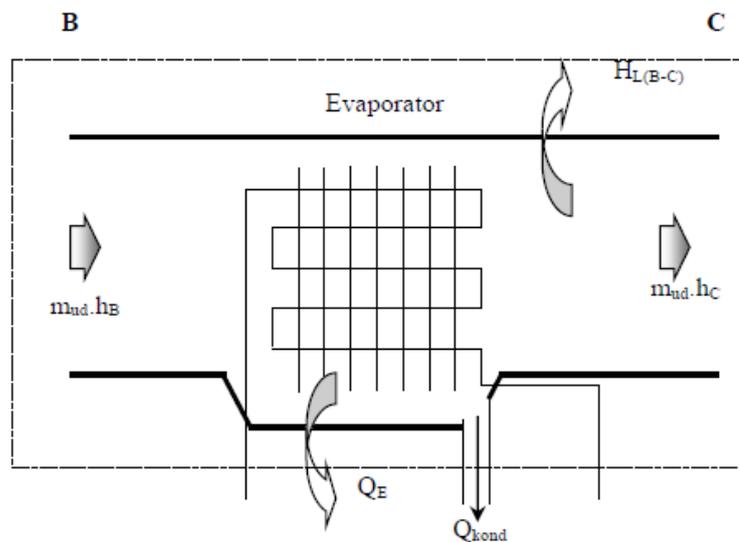
h_A = entalpi campuran udara-uap air di titik A (kJ/kg)

h_A, h_B dicari dari diagram psychrometri

Losses energi sepanjang saluran A-B

$$\dot{H}_{L A-B} = \dot{Q}_{A-B} - \Delta \dot{E}_{A-B} \quad (\text{kW}) \quad (3.6)$$

2. Proses B-C (pendinginan dan dehumidifikasi)



Gambar 3.3 Penampang B-C Ducting

Laju perubahan energi campuran udara-uap air pada saluran B-C

$$\Delta \dot{E}_{B-C} = \dot{m}_{ud} (h_B - h_C) \quad (\text{kW}) \quad (2.7)$$

Dimana:

h_C = entalpi campuran udara-uap air di titik C (kJ/kg)

h_C dicari dari diagram psychrometri

Kapasitas pendinginan

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_{ref}(h_1 - h_4) \quad (\text{kW}) \quad (3.8)$$

Dimana:

\dot{m}_{ref} = laju alir massa refrigeran (kg/s)

h_1 = entalpi refrigeran keluar evaporator (kJ/kg)

h_4 = entalpi refrigeran masuk koil pendingin (kJ/kg)

h_1, h_4 ditentukan dari tabel dan P-h diagram R-12

Laju kalor kondensasi

$$\dot{Q}_{kond} = \dot{m}_{kond} \cdot h_{kond} \quad (\text{kW}) \quad (3.9)$$

Dimana:

h_{kond} = entalpi kondensasi uap air diukur pada suhu kondensat

Laju kondensasi yang terukur, $\dot{m}_{kond} = \dots\dots\dots(\text{kg/s})$

Perhitungan laju kondensasi

$$\dot{m}_{kond} = \dot{m}_{ud}(\omega_B - \omega_C) \quad (\text{kg/s}) \quad (3.10)$$

Losses energi pada B-C

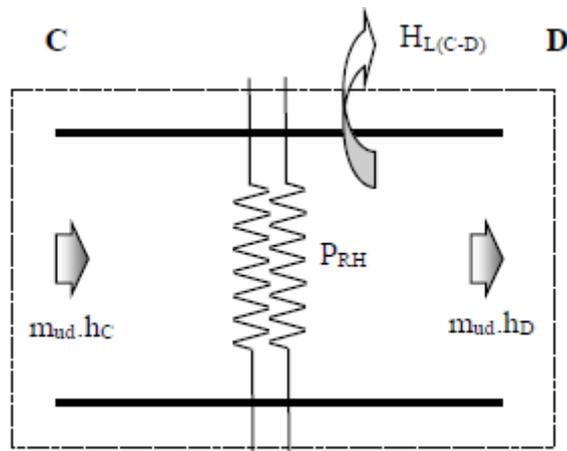
$$\dot{H}_{L\ B-C} = \Delta \dot{E}_{B-C} - \dot{Q}_E - \dot{Q}_{kond} \quad (\text{kW}) \quad (3.11)$$

Dimana:

ω_C = Kelembaban mutlak udara di titik C (kg uap air/kg udara kering)

ditentukan dari diagram psychrometri

3. Proses C-D (pemanasan ulang oleh re-heater)



Gambar 3.4 Penampang C-D Ducting

Laju perubahan energi pada saluran C-D

$$\Delta \dot{E}_{C-D} = \dot{m}_{ud}(h_D - h_C) \quad (\text{kW}) \quad (3.12)$$

Dimana:

h_D = entalpi campuran udara-uap air (kJ/kg)

h_D dicari dari diagram psychrometri

Losses energi sepanjang saluran C-D

$$\dot{H}_{L\ C-D} = \Delta \dot{E}_{C-D} + P_{RH} \quad (\text{kW}) \quad (3.13)$$

Dimana:

P_{RH} = daya re-heater (kW)

Unjuk kerja (performansi) mesin refrigerasi

$$COP = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)} \quad (3.14)$$

Dimana:

h_1 = entalpi refrigeran keluar evaporator atau masuk kompresor
(kJ/kg)

h_2 = entalpi refrigeran keluar kompresor (kJ/kg)

h_4 = entalpi refrigeran masuk evaporator (kJ/kg)

3.5 Data-data Yang Dicatat

Untuk Percobaan I, II dan III alat diatur pada kondisi tekanan atmosfer, daya boiler = 2 kW, daya fan = 72 W dengan posisi regavolt pada 30 %, daya preheater = 1 kW, daya re-heater = 0,5 kW, dan waktu pengamatan kondensat 5 menit.

BAB IV
ANALISA DAN PEMBAHASAN

4.1 Data Hasil Praktikum

Tabel 4.1 Data Hasil Percobaan

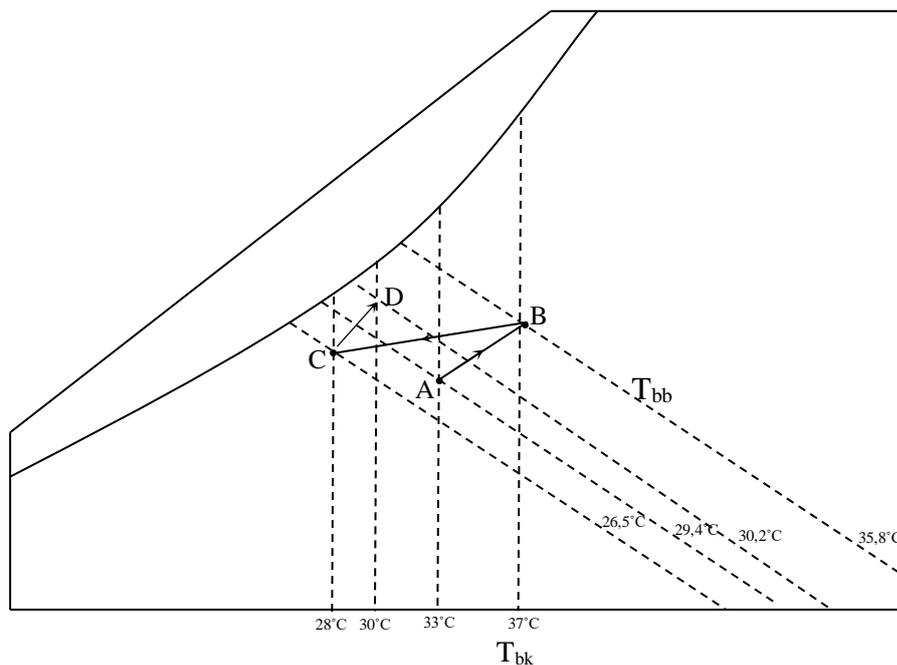
Keterangan	Notasi	Data
Kondisi atmosfer		
Tekanan atmosfer	P_{atm}	1
Temperetur bola kering titik A	T_{bk-A}	29
Temperatur bola basah titik A	T_{bb-A}	27,6
Daya Boiler	Q_b	-
Fan		
Daya fan	W_{fan}	72
Posisi regavolt	R_V	60
Pre-heater		
Daya pre-heater	P_{PH}	1
Temperetur bola kering titik B	T_{bk-B}	36
Temperatur bola basah titik B	T_{bb-B}	29
Evaporator		
Temperetur bola kering titik C	T_{bk-C}	29
Temperatur bola basah titik C	T_{bb-C}	28
Volume air kondensasi	V_{con}	50
Waktu pengamatan kondensat	t_{con}	3
Temperatur air kondensasi	T_{con}	28
Re-heater		
Daya re-heater	P_{RH}	$\frac{1}{2}$
Temperetur bola kering titik D	T_{bk-D}	27
Temperatur bola basah titik D	T_{bb-D}	24
Inclined Manometer	Z	2,5
Sistem kompresi uap		
Tekanan kondensasi	P_3	1150
Tekanan penguapan	P_1	400

Laju alir massa refrigeran	m_{ref}	21
----------------------------	-----------	----

4.2 Pengolahan Data

4.2.1 Data Percobaan I

1. Gambar proses perlakuan udara (tingkat keadaan A, B, C, dan D) dalam diagram Psychrometri:



Gambar 4.1 Proses perlakuan udara data 1 pada diagram psychrometri

Dari diagram Psychrometri di atas dapat dijelaskan bahwa proses A-B adalah proses pemanasan dan penambahan uap air, proses B-C adalah proses pendinginan dan pengurangan uap air/dehumidifier, proses C-D adalah proses pemanasan dan penambahan uap air/humidifier.

2. Menentukan tingkat keadaan dalam P-h diagram:

- Tingkat keadaan 1 :

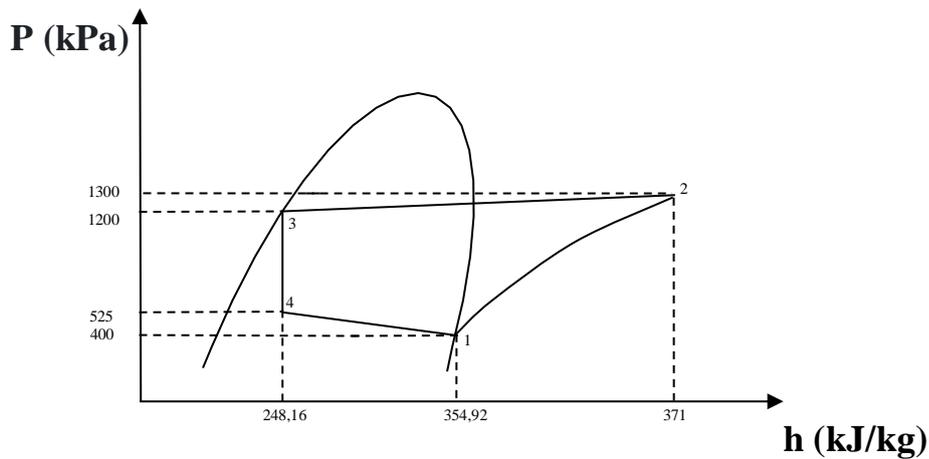
Dari diagram P-h refrigeran R-22 pada $T_1 = 20^\circ\text{C}$ dan $p_1 = 400 \text{ kPa}$ diperoleh $h_1 = 354,92 \text{ kJ/kg}$

- Tingkat keadaan 2 :

Dari diagram P-h refrigeran R-22 pada $T_2 = 70^\circ\text{C}$ dan $p_2 = 1300 \text{ kPa}$ diperoleh $h_2 = 371 \text{ kJ/kg}$ dan

- Tingkat keadaan 3 :
Dari diagram P-h refrigeran R-22 pada $T_3 = 38^\circ\text{C}$ dan $p_3 = 1200$ kPa, diperoleh $h_3 = 248,16$ kJ/kg.
- Tingkat keadaan 4 :
Dari diagram P-h refrigeran R-22 pada $T_4 = 16^\circ\text{C}$ diperoleh $p_4 = 525$ kPa, $h_4 = h_3 = 248,16$ kJ/kg.

Maka P-h diagramnya adalah :



Gambar 4.2 P-h diagram data percobaan 1

Dari diagram P-h tersebut terlihat bahwa proses 1-2 adalah proses kompresi untuk menaikkan tekanan dari fase uap jenuh setelah keluar dari evaporator menjadi uap panas lanjut, proses 2-3 adalah proses kondensasi dengan penurunan tekanan dari uap panas lanjut menjadi cair jenuh, proses 3-4 adalah proses ekspansi pada entalpi konstan dan keluar dari alat ekspansi berupa campuran uap-cair, dan proses 4-1 adalah proses evaporasi dengan penurunan tekanan dari campuran uap-cair menjadi uap jenuh sebelum masuk ke kompresor.

3. Laju massa aliran udara sepanjang flow duct:

$$m_{ud} = 0,0504 \left\{ \frac{Z}{v_D} \right\}^{0,5}$$

Dimana:

$Z = 1,9$ mm, dari diagram Psychrometri pada $T_{bk-D} = 33^\circ\text{C}$ dan $T_{bb-D} = 32^\circ\text{C}$, diperoleh $v_D = 0,91$ m³/kg.

$$m_{ud} = 0,0504 \left\{ \frac{1,9}{0,91} \right\}^{0,5}$$

$$m_{ud} = 0,073 \text{ kg/s}$$

4. Laju massa uap yang dihasilkan boiler:

$$m_{uap} = \frac{Q_b}{(h_{uap} - h_{air})}$$

Dimana:

$Q_b = 1 \text{ kW}$, dari tabel uap air jenuh pada $T = 100^\circ\text{C}$ diperoleh $h_{uap} = 2676 \text{ kJ/kg}$, dan pada suhu standar 25°C diperoleh $h_{air} = 102,59 \text{ kJ/kg}$.

Maka :

$$m_{uap} = \frac{1}{(2676 - 102,59)}$$

$$m_{uap} = 0,00039 \text{ kg/s}$$

Laju kenaikan kandungan uap air dalam saluran A-B :

$$m_{uapA-B} = m_{ud} (\omega_B - \omega_A)$$

ω_A dan ω_B diperoleh dari diagram Psychrometri pada kondisi $T_{bk-A} = 33^\circ\text{C}$, $T_{bb-A} = 30^\circ\text{C}$ dan $T_{bk-B} = 41^\circ\text{C}$ dan $T_{bb-B} = 39^\circ\text{C}$

$\omega_A = 0,026 \text{ kg uap air/kg udara kering}$

$\omega_B = 0,035 \text{ kg uap air/kg udara kering}$

$$m_{uapA-B} = 0,073 (0,035 - 0,026)$$

$$m_{uapA-B} = 6,57 \times 10^{-4} \text{ kg/s}$$

5. Laju massa air kondensat :

$$m_{kond} = m_{ud} (\omega_B - \omega_C)$$

Dimana dari diagram psychrometri pada $T_{bk-C} = 31^\circ\text{C}$ dan $T_{bb-C} = 28^\circ\text{C}$ diperoleh $\omega_C = 0,023 \text{ kg uap air/kg udara kering}$.

Maka :

$$m_{kond} = 0,073 (0,035 - 0,023)$$

$$m_{kond} = 8,76 \times 10^{-4} \text{ kg/s}$$

Laju kondensasi yang terukur :

$$m_{kond} = \frac{V}{v}$$

Dimana :

$$\begin{aligned} V &= \text{volume air kondensasi/waktu pengamatan kondensat} \\ &= \frac{65 \text{ mL}}{5 \text{ min}} \times \frac{1}{1000000 \times 60} = 2,17 \times 10^{-7} \text{ m}^3/\text{s} \end{aligned}$$

Dari tabel sifat-sifat air dalam keadaan cair jenuh dan uap jenuh pada $T_{con} = 29 \text{ }^\circ\text{C}$ diperoleh $v = 0,001004 \text{ m}^3/\text{kg}$.

maka :

$$\begin{aligned} m_{kond} &= \frac{2,17 \times 10^{-7}}{0,001004} \\ m_{kond} &= 2,16 \times 10^{-4} \text{ kg/s} \end{aligned}$$

6. Entalpi campuran udara-uap air sepanjang saluran :

Dari diagram psychrometri :

- pada $T_{bk-A} = 33 \text{ }^\circ\text{C}$ dan $T_{bb-A} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ diperoleh $h_A = 100 \text{ kJ/kg}$.
- pada $T_{bk-B} = 41 \text{ }^\circ\text{C}$ dan $T_{bb-B} = 39 \text{ }^\circ\text{C}$ diperoleh $h_B = 123 \text{ kJ/kg}$.
- pada $T_{bk-C} = 31 \text{ }^\circ\text{C}$ dan $T_{bb-C} = 28 \text{ }^\circ\text{C}$ diperoleh $h_C = 90 \text{ kJ/kg}$.
- pada $T_{bk-D} = 33 \text{ }^\circ\text{C}$ dan $T_{bb-D} = 32 \text{ }^\circ\text{C}$ diperoleh $h_D = 111 \text{ kJ/kg}$.

7. Losses energi sepanjang saluran :

a. Losses energi sepanjang saluran A-B :

$$H_{LA-B} = Q_{A-B} - \Delta E_{A-B}$$

Dimana :

Laju penambahan kalor dan kerja pada saluran A-B

$$\begin{aligned} Q_{A-B} &= Q_b + P_{PH} + (R_v \times W_{fan}) \\ &= 1 + 1 + (65\% \times 0,072) \\ &= 2,0468 \text{ kW} \end{aligned}$$

Laju perubahan energi campuran udara uap-air

$$\begin{aligned} \Delta E_{A-B} &= m_{ud} (h_B - h_A) \\ &= 0,073 (123 - 100) \\ &= 1,679 \text{ kW} \end{aligned}$$

Losses energi sepanjang saluran A-B :

$$H_{LA-B} = 2,0468 \text{ kW} - 1,679 \text{ kW}$$

$$= 0,3678 \text{ kW}$$

8. Losses energi sepanjang saluran B-C

$$H_{LB-C} = \Delta \dot{E}_{B-C} + Q_E + Q_{kond} \quad (\text{kW})$$

laju perubahan energi campuran udara – uap air pada saluran B-C

$$\Delta \dot{E}_{B-C} = m_{ud} (h_C - h_B)$$

$$= 0,073 (90 - 123)$$

$$= -2,409 \text{ kW}$$

Kapasitas pendinginan :

- Dari diagram P-h refrigeran R-22 pada $p_1 = 400 \text{ kPa}$ diperoleh $h_1 = 354,92 \text{ kJ/kg}$
- Dari diagram P-h refrigeran R-22 pada $p_3 = 1300 \text{ kPa}$, $h_3 = h_4 = 248,16 \text{ kJ/kg}$

$$Q_E = m_{ref} (h_1 - h_4) \quad (\text{kW})$$

$$= 0,022 (354,92 - 248,16)$$

$$= 2,349 \text{ kW}$$

Laju kalor kondensasi :

$$Q_{kond} = m_{kond} \cdot h_{kond} \quad (\text{kW})$$

Dimana:

$$m_{kond} = m_{ud} (\omega_B - \omega_C)$$

$$m_{kond} = 0,073(0,035 - 0,023)$$

$$m_{kond} = 8,76 \times 10^{-4} \text{ kg/s}$$

Maka:

(h kondensat didapat dari tabel sifat-sifat air dalam keadaan cair jenuh dan uap jenuh pada $T_{con}=29^\circ\text{C}$, $h_{con} = 121,61 \text{ kJ/kg}$)

$$Q_{kond} = 8,76 \times 10^{-4} \cdot 121,61$$

$$Q_{kond} = 0,1065 \text{ kW}$$

maka :

$$H_{LB-C} = -2,409 + 2,349 + 0,1065$$

$$H_{LB-C} = 0,0465 \text{ kW}$$

9. Losses energi sepanjang saluran C-D:

$$H_{LC-D} = P_{RH} - \Delta \dot{E}_{C-D}$$

Dimana:

$$\begin{aligned} \Delta \dot{E}_{C-D} &= m_{ud}(h_D - h_C) \\ &= 0,073 (111 - 90) \\ &= 1,533 \text{ kW} \end{aligned}$$

maka :

$$\begin{aligned} H_{LC-D} &= P_{RH} - \Delta \dot{E}_{C-D} \\ &= 0,5 - 1,533 \text{ kW} \\ &= 0,7665 \text{ kW} \end{aligned}$$

10. Daya kompresor :

$$\begin{aligned} W_{com} &= m_{ref}(h_2 - h_1) \\ &= 0,022 (371 - 354,92) \\ &= 0,354 \text{ kW} \end{aligned}$$

11. Unjuk kerja mesin pendingin (COP) :

$$\begin{aligned} COP &= \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)} \\ &= \frac{(354,92 - 248,16)}{(371 - 354,92)} \\ &= \frac{106,76}{16,08} \\ &= 6,6 \end{aligned}$$

BAB V

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Kesimpulan dari pembahasan praktikum refrigerasi dan AC ini adalah sebagai berikut:

1. Berdasarkan percobaan:

Daya Boiler = 1 kW ; daya pre-heater = 1 kW ; daya re-heater = 0,5 kW
didapat kapasitas pendingin (Q_E) = 2,349 kW ; daya kompresor (W_{com}) =
0,354 kW ; COP = 6,6

2. Pada hasil percobaan terjadi kehilangan energi dari udara di dalam sistem ke udara ambient atau sebaliknya.
3. Dengan perlakuan beban yang diberikan pada sistem, akan menyebabkan perubahan sifat udara di dalam saluran dari sistem tersebut. Adapun sifat yang berubah adalah laju aliran massa (kg/s), temperatur ($^{\circ}\text{C}$) dan enthalpi (kJ/kg).

5.2 Saran

Untuk mendapatkan data yang lebih sempurna, maka perawatan peralatan praktikum harus dilakukan untuk menghindari terjadinya kerusakan-kerusakan yang akan menyebabkan kurang optimalnya pelaksanaan praktikum. Di samping itu, sebaiknya sebelum praktikum dilaksanakan dilakukan kalibrasi terhadap alat-alat yang akan dipakai.

DAFTAR PUSTAKA

- Wirawan, IKG M.T. 2003. *Diktat Refrigerasi dan Pengkondisian Udara*.
Denpasar: Program Studi Teknik Mesin Universitas Udayana,.
- Suarnadwipa, I N. 2004. *Buku Ajar Penuntun Praktikum Mesin Pendingin*.
Denpasar: Program Studi Teknik Mesin Universitas Udayana,.
- Wilberg F. S., Jorold W. J., Sri P. H. 1994. *Refrigerasi dan Pengkondisian Udara*.
Jakarta: Penerbit Erlangga