

## UJI KARAKTERISTIK POMPA SENTRIFUGAL PADA *COOLING HYDRONIC SYSTEM* MENGGUNAKAN REFRIJERAN RAMAH LINGKUNGAN

Yudhy Kurniawan<sup>1</sup>, Kusnandar<sup>2</sup>

<sup>1,2</sup>Jurusan Teknik Pendingin dan Tata Udara, Politeknik Negeri Indramayu  
E-mail : k.yudhy@yahoo.com<sup>1</sup>, kusnandar11@gmail.com<sup>2</sup>

### Abstrak

Pada umumnya sistem pendingin hidronik diterapkan pada skala besar pemanfaatan komersial atau industri, dimana pendinginan air diproses melalui mekanisme perpindahan panas pada pipa evaporator menggunakan sistem pendingin kompresi uap seperti Chiller dengan bahan pendingin (refrijeran). Ide penelitian didasarkan pada belum adanya peralatan praktek uji sistem pendingin hidronik pada Jurusan Teknik Pendingin dan Tata Udara di Politeknik Negeri Indramayu yang merupakan kompetensi utama dimata kuliah Tata Udara Terapan. Sebagai pemanfaatan praktek dibuat sistem pendingin hidronik (*cooling hydronic system*) dengan memanfaatkan sistem pendingin kompresi uap yaitu AC split dengan menggunakan refrijeran R32 yang ramah lingkungan. Sistem kerja AC split ini dimodifikasi koil evaporatornya menjadi media penukar kalor untuk mendinginkan air yang berada didalam tangki air. Air yang dingin tersebut kemudian didistribusikan dalam sistem instalasi perpipaan dengan bantuan dua pompa yang secara variatif disusun secara seri dan paralel. Dari proses ini perlu diketahui kemampuan kerja pompa baik ditinjau dari karakteristiknya (*head* dan *capacity*) atau performansinya, termasuk rugi-rugi energi dan kapasitas pendinginan sistem. Hasil yang diperoleh dilakukan analisis dan perhitungan apakah sesuai dengan kajian secara teoritis yang diketahui.

**Kata kunci** : Karakteristik Pompa sentrifugal, performansi, dan kapasitas pendinginan

### Abstract

*In generally cooling hydronic system applied to large-scale commercial or industrial use, where water cooling is processed through heat transfer mechanism in the evaporator pipe using a vapour compression system such as a chiller with refrigerant. The research idea is based on not available practice test of cooling hydronic system at the Department of Refrigeration and Air Conditioning Engineering at State Polytechnic of Indramayu which is the main competency in the course of Air Conditioning Applied. As teh utilization practice made cooling hydronic system by utilizing a vapour compression system that is split AC using refrijeran R32 is environmentally friendly. The split AC system modifies its evaporator coil into a heat exchange medium to cool water in the water tank. The cold water is then distributed in the piping installation system with the two pumps that are varied in series and parallel. From this process, it is necessary to know the working capability of the pumps in terms of its characteristics (*head* and *capacity*) or its performance, including energy losses and cooling capacity system. The results obtained are analyzed and the calculation is in accordance with theoretically known study.*

**Keywords**: *Characteristics Centrifugal pump, performance, and cooling capacity*

## I. PENDAHULUAN

### I.1 Permasalahan Penelitian

Dalam dunia industry yang melibatkan sistem pendingin hidronik umumnya menggunakan komponen pompa jenis sentrifugal untuk memindahkan fluida pendingin dari suatu tempat ke tempat lain dengan cara menaikkan tekanan fluida tersebut. Kenaikan tekanan cairan tersebut digunakan untuk mengatasi hambatan-hambatan pengaliran. Hambatan-hambatan pengaliran itu dapat berupa perbedaan tekanan, perbedaan ketinggian atau hambatan gesek. Pada pompa sentrifugal ini, fluida dipindahkan dengan menggunakan gaya sentrifugal yang diakibatkan gerak impeller dan sekaligus mengubah tenaga kinetik fluida menjadi tenaga tekan [1]. Permasalahan yang terjadi jika ketinggian atau kapasitas yang diperlukan tidak tercapai seringkali melibatkan

pompa tambahan yang dalam pengoperasiannya disusun secara variasi yaitu seri, paralel, atau kombinasi seri dan paralel. Instalasi yang dilakukan secara variasi ini dan memanfaatkan modifikasi sistem pendingin kompresi uap unit AC *split* sebagai bahan kajian, hal ini dimaksudkan sebagai representatif skala kecil yang umumnya di industri menggunakan unit *Chiller*. Termasuk penggunaan refrijeran R32 yang ramah lingkungan sebagai bahan pendingin yang saat ini menjadi pengganti R22 yang sudah tidak diperbolehkan lagi sejak awal tahun 2016 karena berpotensi pencemaran lingkungan [2]. Dari sistem yang dibuat dikaji karakteristik dan performansi kerja dari pompa tersebut, sehingga perlu dilakukan suatu kajian eksperimental yang akan menguji kemampuan pompa sentrifugal tersebut bekerja secara optimal pada sistem

pendingin hidronik menggunakan refrijeran yang ramah lingkungan.

**I.2 Wawasan dan Rencana Pemecahan Masalah**

Berdasarkan latar belakang tersebut diatas, masalah yang akan diselesaikan dalam penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Bagaimana merancang dan membuat instalasi pengujian pompa sentrifugal pada *cooling hydronic system* menggunakan refrijeran ramah lingkungan;
2. Bagaimana karakteristik pompa sentrifugal yang dihasilkan dari berbagai variasi susunan ;
3. Bagaimana rugi-rugi energy dan efisiensi pompa sentrifugal yang dihasilkan dari berbagai variasi susunan;
4. Bagaimana kapasitas pendinginan yang diperoleh pada system tersebut.

**I.3 Rumusan Tujuan Penelitian**

Tujuan penelitian ini adalah merancang dan membuat instalasi pengujian pompa sentrifugal pada *cooling hydronic system* menggunakan refrijeran ramah lingkungan

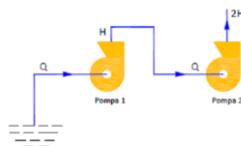
**I.4 Kajian Teoritik**

Ada beberapa jenis pompa yang digunakan, namun yang sering dipakai dalam kegiatan industry maupun domestic adalah jenis pompa sentrifugal. Pompa sentrifugal mempunyai dua bagian penting, yaitu *impeller* yang berfungsi untuk memindahkan tenaga mekanis dari poros pompa ke fluida dengan cara diputar sehingga timbul gaya sentrifugal dan rumah pompa (*cagging*) yang mengarahkan fluida ke impeller dan sekaligus mengubah tenaga kinetic fluida menjadi tenaga tekanan. Untuk dapat memecahkan suatu masalah yang berhubungan dengan pompa dalam kondisi yang serba terbatas. Jika ketinggian atau kapasitas yang diperlukan tidak dapat dicapai dengan satu pompa saja, maka dapat digunakan dua pompa atau lebih yang disusun secara paralel atau seri [3].

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

**1. Susunan Seri**

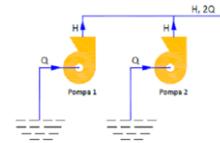
Bila head yang diperlukan besar dan tidak dapat dilayani oleh satu pompa, maka dapat digunakan lebih dari satu pompa yang disusun secara seri. Penyusunan pompa secara seri dapat digambarkan sebagai berikut :



Gambar 1.1 Pompa Susunan Seri

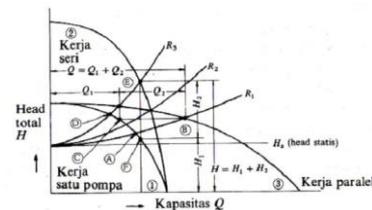
**2. Susunan Paralel**

Susunan paralel dapat digunakan bila diperlukan kapasitas yang besar yang tidak dapat dihandle oleh satu pompa saja, atau bila diperlukan pompa cadangan yang akan dipergunakan bila pompa utama rusak/diperbaiki. Penyusunan pompa secara paralel dapat digambarkan sebagai berikut :



Gambar 1.2 Pompa Susunan Paralel

Pada gambar di bawah ini digambarkan grafik operasi seri dan paralel dari pompa-pompa dengan karakteristik yang sama.



Gambar 1.3 Operasi Seri dan Paralel dari pompa-pompa dengan karakteristik yang sama

Gambar 1.3 menunjukkan kurva head– kapasitas dari pompa- pompa yang mempunyai karakteristik yang sama yang di pasang secara paralel atau seri. Dalam gambar ini kurva untuk pompa tunggal diberi tanda (1) dan untuk susunan seri yang terdiri dari dua buah pompa diberi tanda (2). Harga head kurva (2) diperoleh dari harga head kurva (1) dikalikan (2) untuk kapasitas (Q) yang sama. Kurva untuk susunan paralel yang terdiri dari dua buah pompa, diberi tanda (3). Harga kapasitas (Q) kurva (3) ini diperoleh dari harga kapasitas pada kurva (1) dikalikan (2) untuk head yang sama ( $Q=Q_1 + Q_2$ ).

Dalam gambar diatas ditunjukkan tiga buah kurva head-kapasitas sistem, yaitu R1, R2, dan R3. Kurva R3 menunjukkan tahanan yang lebih tinggi dibanding dengan R2 dan R1. Jika sistem mempunyai kurva head-kapasitas R3, maka titik kerja pompa 1 akan terletak di (D). Jika pompa ini disusun seri sehingga menghasilkan kurva (2) maka titik kerja akan pindah ke (E). Disini terlihat bahwa head titik (E) tidak sama dengan dua kali lipat head (D), karena ada perubahan (berupa kenaikan) kapasitas. Sekarang jika sistem mempunyai kurva head-kapasitas R1 maka titik kerja pompa (1) akan terletak di (A). Jika pompa ini disusun paralel sehingga menghasilkan kurva (3) maka titik kerjanya akan berpindah ke (B). Disini terlihat bahwa kapasitas dititik (B) tidak sama dengan dua kali lipat kapasitas dititik (A), karena ada perubahan (kenaikan) head sistem.

Jika sistem mempunyai kurva karakteristik seperti R2 maka laju aliran akan sama untuk susunan seri maupun paralel. Namun jika karakteristik sistem adalah seperti R1 dan R3 maka akan diperlukan pompa dalam susunan paralel atau seri. Susunan paralel pada umumnya untuk laju aliran besar, dan susunan seri untuk head yang tinggi pada operasi.

Pengaturan kapasitas adalah sebagai berikut : Pengaturan katup yaitu menggunakan katup pengatur yang dipasang di pipa keluar pompa. Aliran diatur dengan jalan menghambat aliran dengan merubah-ubah pembukaan katup, maka kerugian head makin besar [4].

**Konsep kerja dan dasar perhitungan karakteristik, efisiensi, rugi-rugi energi pada pompa dan kapasitas pendinginan sistem**

**Parameter Pompa**

Parameter utama pada pompa adalah sebagai berikut (Helly.S.Lainsampatty, 2014):

**1. Kapasitas Pompa (Q)**

Kapasitas pompa adalah kemampuan pompa mengalirkan volume fluida dalam waktu tertentu dengan satuan m<sup>3</sup>/jam atau m<sup>3</sup>/detik. Kapasitas pompa tergantung pada jenis, ukuran dan sumber penggerak pompa itu sendiri. Kebocoran cairan atau fluida pada perapat poros atau air balik maupun gesekan tidak diperhitungkan sebagai kapasitas pompa, karena itu maka sering menggunakan istilah efisiensi volumetrik. Kapasitas pompa dapat dihitung dengan rumus berikut (Sularso, Haruo T, 1983):

$$Q = \frac{V}{t} \quad (\text{m}^3/\text{det}) \dots\dots\dots(1)$$

Dimana :

Q= kapasitas pompa (m<sup>3</sup>/det)

V= volume air yang dipompa (m<sup>3</sup>)

t = waktu pompa (s)

**2. Head Pompa (H).**

Head pompa adalah energi per satuan berat yang harus disediakan untuk mengalirkan sejumlah zat cair yang direncanakan sesuai dengan kondisi instalasi pompa, atau tekanan untuk mengalirkan sejumlah zat cair, yang umumnya dinyatakan dalam satuan panjang. Head ini tidak tergantung dari berat jenis media, dengan kata lain sebuah pompa sentrifugal dapat menimbulkan head yang sama untuk jenis cairan. Tetapi berat jenis media akan menyebabkan tekanan pada pompa tersebut. Head pompa dapat dihitung dengan rumus berikut (Sularso, HaruoT, 1983):

Untuk Head atau kerja pompa tunggal dapat dihitung menggunakan persamaan berikut:

$$H = H_d - H_s. \quad (\text{m}) \dots\dots\dots(2)$$

Untuk head atau kerja pompa seri dapat dihitung menggunakan persamaan berikut :

$$H_{seri} = (H_{d1} - H_{s1}) + (H_{d2} - H_{s2}).(\text{m})\dots\dots\dots(3)$$

Sedangkan untuk head atau kerja pompa paralel dapat dihitung menggunakan persamaan berikut:

$$H_{paralel} = \frac{(H_{d1}-H_{s1})+(H_{d2}-H_{s2})}{2}. \quad (\text{m})\dots\dots\dots(4)$$

**3. Daya Pompa**

Daya adalah kerja yang dilakukan per satuan waktu. Satuan daya adalah HP atau watt (M.Faizal Yamin,2016).

➤ Daya Hidrolik

Dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$P_{pompa} = \rho.g.Q.H \text{ (watt)}\dots\dots\dots(5)$$

Dimana :

ρ = Kerapatan fluida ( kg/m<sup>3</sup> )

g = Percepatan gravitasi ( m/s<sup>2</sup> )

Q = Laju aliran ( m<sup>3</sup>/s )

H = Head pompa ( m )

➤ Daya Listrik

Dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$P_{listrik} = V.I.Cos\phi \dots\dots\dots(6)$$

Dimana :

V = Tegangan listrik ( V )

I = Arus listrik ( A )

Cosϕ = bernilai 0,85 (nilai faktor daya)

**4. Efisiensi**

Efisiensi pompa dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$\eta = \frac{P_{pompa}}{P_{listrik}} \times 100 \% \dots\dots\dots(7)$$

Dimana :

P<sub>pompa</sub> = Daya Hidraulik ( Watt )

P<sub>listrik</sub> = Daya listrik ( Watt )

**5. Debit Aliran**

Berdasarkan definisi debit yaitu volume zat cair yang mengalir per satuan waktu, maka satuan debit adalah “satuan volume per satuan waktu”. Contoh satuan debit adalah m<sup>3</sup>/detik, m<sup>3</sup>/jam, liter/detik, liter/jam, ml/detik, dan lain sebagainya. Berdasarkan definisi debit di atas maka rumus untuk menghitung debit suatu cairan yang mengalir adalah sebagai berikut:

$$Debit = \frac{\text{Volume aliran}}{\text{Waktu aliran}} \dots\dots\dots(8)$$

**6. Kerugian energi (Head Loss)**

Head loss (kerugian energi) adalah nilai yang didapat untuk mengetahui jumlah kerugian yang terjadi pada aliran fluida. Kerugian tersebut antara lain berupa kerugian gesek aliran dalam pipa, dan head kerugian didalam belokan, serta percabangan.

**6.1. Kerugian Mayor (Major Losses)**

Kerugian dalam pipa atau bisa disebut *major losses* adalah kerugian yang disebabkan oleh gesekan aliran disepanjang pipa. Untuk menghitung kerugian gesek dapat dirumuskan sebagai berikut (Fox dan Mc. Donald, 1995)

$$h_r = f \frac{Lv^2}{D 2g} \dots\dots\dots(9)$$

Dimana :

h<sub>r</sub> : Kerugian gesek dalam pipa

- $f$  : Koef. Kerugian gesek (didapat dari diagram moody) ..... (11)
- $L$  : Panjang pipa
- $D$  : Diameter pipa
- $v$  : Kecepatan aliran fluida
- $g$  : Percepatan gravitasi

Gambar 1.4 Moody Diagram

**6.2. Kerugian Minor (Minor Losses)**

Pada saat aliran fluida mengalami gangguan aliran yang menyebabkan kurangnya energi aliran, hal ini dapat disebut head kerugian dalam jalur pipa. Secara umum dapat dirumuskan sebagai berikut (M. Faizal Yamin,2016):

$$h_r = f \frac{v^2}{2g} \dots\dots\dots (10)$$

Dimana :

- $h_r$  : Kerugian gesek dalam pipa
- $f$  : Koef. Kerugian
- $v$  : Kecepatan aliran fluida
- $g$  : Percepatan gravitasi

Kerugian head ini sering terjadi pada Belokan (*elbow*)

Pada belokan lengkung koefisien kerugian dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$f = [0,131 + 1,847 \left(\frac{D}{2R}\right)^{3,5}] \left(\frac{\theta}{90}\right)^{0,5} \dots\dots\dots (11)$$

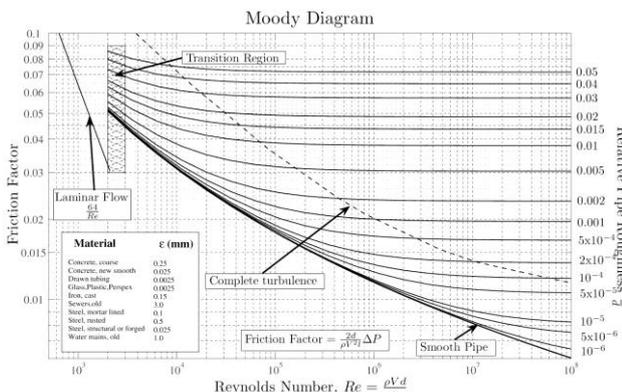
Dimana :

- $f$  : Koef. Kerugian
- $R$  : Jari-jari lengkung sumbu belokan
- $\theta$  : Sudut belokan
- $D$  : Diameter dalam pipa

Tabel 1. Koefisien Kerugian pada *elbow*

$\theta^\circ$	5	10	15	22,5	30	45	60	90
$f$ halus	0,016	0,034	0,042	0,066	0,13	0,236	0,471	1,129
kasar	0,024	0,44	0,062	0,154	0,165	0,32	0,684	1,265

(Sumber : M. Faizal Yamin, 2016)



Kerugian head dengan menggunakan konstanta K sebagai pengganti faktor friksi dituliskan sebagai berikut (Helmizar,2010):

$$\Delta h = K \left( \frac{V^2}{2g} \right)$$

*Head Loss Minor* dapat pula diperhitungkan dengan persamaan :

$$h_{lm} = f \cdot \frac{L_e}{D} \cdot \frac{v^2}{2} \dots\dots\dots (12)$$

dimana :  $L_e/D$  = panjang ekuivalen dari komponen

Tabel 2.3 Panjang Ekuivalen

Jenis sambungan	Panjang ekuivalen, $L_e / D$
Katup (terbuka)	
Katup gerbang (gate valve)	8
Katup globe ( globe valve)	340
Katup sudut ( angle valve)	150
Katup bola ( ball valve)	3
Katup pengendali : jenis globe	600
: jenis sudut	55
Foot valve dengan saringan : poppet disk	420
: hinged disk	75
Belokan standar ( standar elbow) : $90^\circ$	30
: $45^\circ$	16
Return bend, close pattern	50
Standar Tee : flow through run	20
: flow through branch	60

**7. Kapasitas Pendinginan**

Pada system pendingin hidronik ini digunakan system kompresi uap (*vapour compression system*) sebagai komponen utama dalam mendinginkan air dalam tangki air melalui mekanisme penukar kalor pada evaporator. Dimana suplai temperature air yang diperlukan biasanya berkisar antara 5 sampai dengan 10 °C, puncaknya bisa mencapai -15 sampai dengan -10 [5]. Dalam perhitungan kapasitas pendinginan ini melibatkan temperature air dan laju aliran massa, sehingga persamaannya adalah sebagai berikut :

$$Q = m \times c \times TC \dots\dots\dots(13)$$

(Sumber : Pita., Edward, *Air Conditioning Principles and System, p.113*)

Dimana :

- $Q$  = kapasitas pendinginan system (Joule/detik)
- $m$  = laju aliran massa air (kg/detik)
- $TC$  = perubahan temperature air (°C)
- $c$  = kalor jenis air (Joule/kg.°C) untuk air  $c = 4.200$  J/kg.°C

**II. METODE PENELITIAN**

Metode penelitian yang digunakan dalam penelitian ini adalah pengujian karakteristik dalam hal ini hubungan Head dan Kapasitas, serta efisiensi dari sampel dua pompa sentrifugal yang disusun secara bervariasi, yaitu seri atau parallel pada *cooling hydronic system* menggunakan refrijeran yang ramah lingkungan. Dalam analisisnya diperhitungkan rugi-rugi yang terjadi pada pipa dan juga perhitungan kapasitas pendingan akibat perbedaan temperature pendinginan. Untuk lebih jelasnya tahapan

kegiatan penelitian dapat dilihat diagram alir penelitian sebagai berikut :



Gambar 2.1 Diagram Alir Kegiatan Penelitian

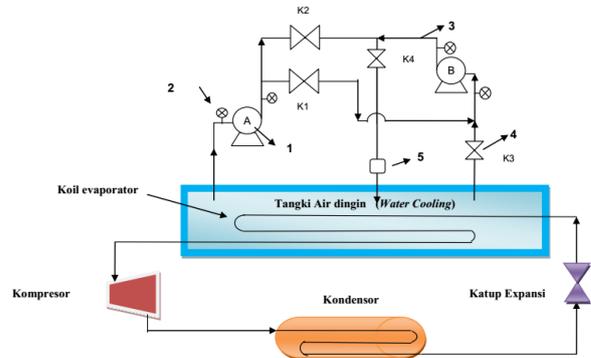
Metode penelitian yang disusun adalah sebagai berikut;

1. Tahapan Persiapan (perencanaan dan studi pustaka)
  - Studi pustaka dilakukan untuk mendapatkan materi mengenai pendahuluan, tinjauan pustaka, data-data atau informasi sebagai bahan acuan dalam melakukan pengujian.
  - Perencanaan dilakukan agar tidak terjadi banyak kesalahan pada saat proses pembuatan alat.
2. Tahap Perancangan
  - a) Merancang sistem penempatan komponen yang tepat
  - b) Memilih material atau bahan yang akan digunakan
  - c) Membuat design atau gambar teknik
3. Tahap pembuatan / perakitan
  - a) Pembuatan instalasi system
  - b) Menyiapkan alat dan bahan
4. Tahap Pengujian dan pengambilan data
  - a) Menentukan variable-variable pengukuran
  - b) Menentukan titik pengukuran
  - c) Pengambilan data pengukuran
5. Tahap Hasil
 

Data yang telah diambil dilakukan perhitungan dan analisa data. Dalam hal ini analisa yang dilakukan adalah untuk menentukan karakteristik (Head dan Kapasitas) dan efisiensi dari kedua pompa sentrifugal dengan berbagai variasi seri dan paralel. Pada tahap ini rugi-rugi kehilangan energy pada pipa dan kapasitas pendinginan juga diperhitungkan.

**Model Rancangan Alat**

Berikut ini adalah skema instalasi dari sistem pemipaan hidronik :

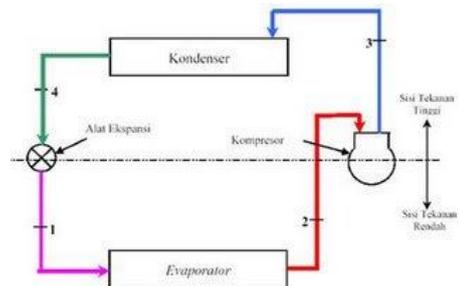


Gambar 2.2 Skema Instalasi Cooling Hydronic System

Keterangan :

1. Pompa A dan B
2. Pressure gauge (suction and discharge)
3. Pipa galvanis dan sambungannya
4. Stop kran/hand valve
5. Flowmeter

Cara kerja dari sistem ini memanfaatkan prinsip kerja siklus pendingin kompresi uap. Dimana air didinginkan oleh refrijeran R32 yang bersirkulasi dalam pipa evaporator pada tangki air. Proses pendinginan ini digerakan oleh kompresor dan dilengkapi komponen dasar lain seperti katup ekspansi dan kondensor. Air yang dingin dialirkan dengan bantuan pompa sentrifugal ke sistem instalasi perpipaan dengan variasi pengujian susunan pompa seri dan paralel. Dari proses distribusi diperhitungkan efisiensi kinerja pompa, rugi-rugi energi dan kapasitas pendinginannya.



Gambar 2.3 Skema Siklus Pendingin Kompresi Uap (sumber : <http://www.chiller.co.id/sistim-refrigerasi-kompresi-uap/>)



Gambar 2.4 Rancang Bangun Hydronic System

### Proses Pengambilan data

Sebelum data pengukuran diambil terlebih dahulu dilakukan pengecekan alat ukur apakah dalam keadaan baik atau tidak. Beberapa alat ukur yang digunakan dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Pressure gauge, untuk mengukur tekanan suction dan discharge
2. Flowmeter, untuk mengukur debit aliran air
3. Termometer, untuk mengukur temperatur air dingin masuk dan keluar pipa
4. Stopwatch, untuk mengukur waktu

Pada pengambilan data dilakukan dengan cara mengukur tekanan pada *suction* dan *discharge* pada setiap pompa dan juga dengan mengukur debit air yang dialirkan. Setiap 5 menit sekali selama 120 menit. Begitu juga untuk perhitungan kapasitas pendinginan yang dipengaruhi oleh temperature, dilakukan pengukuran temperature masukan dalam pipa dan keluaran pipa yang didinginkan oleh evaporator.

### III. HASIL DAN PEMBAHASAN

Setelah dilakukan pengambilan data, maka data yang telah didapatkan tersebut diolah untuk dilakukan perhitungan. Perhitungan-perhitungan yang akan dibahas ini terkait dengan perhitungan karakteristik dan efisiensi dari pompa sentrifugal dengan rangkaian seri dan paralel, rugi-rugi energi dalam pipa, dan kapasitas pendinginan dari sistem pendingin hidronik. Perhitungan-perhitungan tersebut adalah sebagai berikut :

#### Head

Menghitung *head* berdasarkan data yang didapat dari pengujian menggunakan (persamaan 2-4) untuk rangkaian seri dan paralel maka diperoleh:

#### ➤ head Pompa Susunan seri

- Menit 5

$$H_{d1} = 6894,8 \times \frac{P_{d1}}{\gamma} = 10,2m$$

$$H_{d2} = 6894,8 \times \frac{P_{d2}}{\gamma} = 23,4m$$

$$H_{s1} = 6894,8 \times \frac{P_{s1}}{\gamma} = 6,1m$$

$$H_{s2} = 6894,8 \times \frac{P_{s2}}{\gamma} = 7,1m$$

#### ➤ Kerja Pompa Susunan Seri

- Menit 5

$$H = (H_{d1} - H_{s1}) + (H_{d2} - H_{s2}) \\ = (10,2 - 6,1) + (23,4 - 7,1) = 20,4m$$

#### ➤ head Pompa Susunan Paralel

- Menit 5

$$H_{d1} = 6894,8 \times \frac{P_{d1}}{\gamma} \\ = 10,2m$$

$$H_{d2} = 6894,8 \times \frac{P_{d1}}{\gamma} \\ = 10,2m$$

$$H_{s1} = 6894,8 \times \frac{P_{s1}}{\gamma}$$

$$= 6,1m$$

$$H_{s2} = 6894,8 \times \frac{P_{s2}}{\gamma}$$

$$= 7,1m$$

#### ➤ Kerja Pompa Susunan Paralel

- Menit 5

$$H = \frac{(H_{d1} - H_{s1}) + (H_{d2} - H_{s2})}{2} \\ = \frac{(10,2 - 6,1) + (10,2 - 7,1)}{2} = 3,6m$$

Untuk selanjutnya dilakukan perhitungan pada interval 5 menit hingga pada menit 120.

#### Tipe Aliran Fluida

Untuk menentukan tipe aliran fluida digunakan variabel perhitungan didalamnya seperti :

- Debit (Q)

Pada tabel data yang tertera pada lampiran A diperoleh :

Debit air pada susunan seri adalah 0,0002 m<sup>3</sup>/s atau 0,0114 m<sup>3</sup>/min. Dan debit pada susunan paralel adalah 0,0003 m<sup>3</sup>/s atau 0,0228 m<sup>3</sup>/min.

- Diameter Dalam Pipa (D)

Diameter dalam pipa ukuran 3/8 tertera didalam tabel ukuran pipa pada lampiran B senilai.

$$D_{\text{pipa}} = 0,493 \text{ in} = 0,0125 \text{ m}$$

- Luas Pipa (A)

$$A = \pi r^2 \\ = 3,14 (0,0062 \text{ m})^2 = 0,00012 \text{ m}^2$$

- Kecepatan Fluida (v)

$$Q = A \cdot v$$

$$v = Q / A_{\text{pipa}}$$

Kecepatan fluida pada susunan seri

$$v = 0,0002 / 0,00012 = 1,6 \text{ m/s}$$

Kecepatan fluida pada susunan paralel

$$v = 0,0003 / 0,00012 = 2,5 \text{ m/s}$$

Untuk mencari tipe aliran fluida diperoleh :

- Tipe aliran fluida susunan seri

$$Re = \frac{1,6 \times 0,0125}{0,001} 1000 = 20.000$$

- Tipe aliran fluida susunan paralel

$$Re = \frac{2,5 \times 0,0125}{0,001} 1000 = 31.000$$

Nilai Re pada rangkaian seri dan paralel lebih besar dari 4000 yaitu 20.000 dan 31.000 artinya tipe aliran yang terjadi adalah tipe aliran turbulen.

#### Kerugian Energi (Headloss)

##### a. Kerugian Mayor (Mayor losses)

Nilai kerugian mayor didapat setelah melakukan *plotting* pada diagram moody yang tertera pada lampiran C. Hasil yang didapat dari diagram moody berupa nilai *f* (*friction factor*) setelah menentukan titik Re dan kekerasan relatif pipa (*relative pipe roughnes*) dengan membagi nilai  $\epsilon$  (kekerasan absolut material) dengan nilai diameter pipa. Untuk kekerasan absolut material pipa *iron galvanized*

adalah 0,15 / diameter 0,0125 maka diperoleh nilai kekerasan relatif pipa 0,012.

Setelah melakukan *plotting* pada diagram moody, diperoleh nilai *f* sebesar 0,04 dan panjang pipa susunan seri adalah 10,13 m dan susunan paralel adalah 11,09 m. Maka nilai untuk kerugian mayor dihitung menggunakan (persamaan 9).

- $hr_{seri} = 0,04 \frac{10,13 \times 1,6^2}{0,0125 \times 2 \times (9,8)} = 4,23 \text{ m}$ , Dan
- $hr_{paralel} = 0,04 \frac{11,09 \times 2,5^2}{0,0125 \times 2 \times (9,8)} = 11,31 \text{ m}$

**b. Kerugian Minor (Minor Losses)**

Kerugian minor dapat dihitung menggunakan (persamaan 12) :

➤ *Elbow*

*Elbow* yang digunakan adalah *elbow* 90° berulir berjumlah 24 buah pada susunan seri dan 28 buah pada susunan paralel. maka nilai K terdapat pada tabel konstanta K pada lampiran B.

$$\Delta h_{seri} = 1,5 \left( \frac{1,6^2}{2 \times (9,8)} \right) = 0,195 \text{ m} \times 24 \text{ buah} = 4,68 \text{ m}$$

$$\Delta h_{paralel} = 1,5 \left( \frac{2,5^2}{2 \times (9,8)} \right) = 0,465 \text{ m} \times 28 \text{ buah} = 13,02 \text{ m}$$

➤ *Valve*

*Valve* yang digunakan adalah *valve* globe terbuka sepenuhnya sesuai susunan seri atau paralel. *Valve* berjumlah 1 buah pada susunan seri dan 1 buah pada susunan paralel. maka nilai K terdapat pada tabel konstanta K pada lampiran B.

$$\Delta h_{seri} = 10 \left( \frac{1,6^2}{2 \times (9,8)} \right) = 1,3 \text{ m} \times 1 \text{ buah} = 1,3 \text{ m}$$

$$\Delta h_{paralel} = 10 \left( \frac{2,5^2}{2 \times (9,8)} \right) = 3,1 \text{ m} \times 1 \text{ buah} = 3,1 \text{ m}$$

➤ *Tee*

*Tee* yang digunakan adalah *Tee* bercabang dan berulir. *Tee* berjumlah 3 buah pada susunan seri dan 2 buah pada susunan paralel. maka nilai K terdapat pada tabel konstanta K pada lampiran B.

$$\Delta h_{seri} = 2,0 \left( \frac{1,6^2}{2 \times (9,8)} \right) = 0,26 \text{ m} \times 3 \text{ buah} = 0,78 \text{ m}$$

$$\Delta h_{paralel} = 2,0 \left( \frac{2,5^2}{2 \times (9,8)} \right) = 0,62 \text{ m} \times 2 \text{ buah} = 1,24 \text{ m}$$

➤ Kerugian Minor Total

$$\Delta h_{t_{seri}} = 4,68 + 1,3 + 0,78 = 6,76 \text{ m}$$

$$\Delta h_{t_{paralel}} = 13,02 + 3,1 + 1,24 = 17,36 \text{ m}$$

**Kerugian Total**

$$hr_{total} = hr_{mayor} + hr_{minor}$$

- Susunan Seri  
= 4,23 + 6,76 = 10,99 m

- Susunan Paralel  
= 11,31 + 17,36 = 28,67 m

**Head Total**

*Head* total adalah nilai kinerja pompa total penjumlahan antara *head* tekanan dan head kerugian sehingga dapat dihitung menggunakan rumus :

$$H = H_{pompa} + H_{losses}$$

• **Head total susunan seri**

⇒ Menit 5

$$H = H_{seri} + H_{losses \text{ seri}} = 20,4 + 10,99 = 31,39 \text{ m}$$

**Daya**

➤ Daya Hidrolik (NP)

Daya hidrolik dapat dihitung dengan (persamaan 5) :

$$NP_{pompa \text{ seri}} = 1000 \times 9,8 \times \frac{0,0114}{60} \times 34,39 \text{ m} = 64,03 \text{ watt}$$

$$NP_{pompa \text{ paralel}} = 1000 \times 9,8 \times \frac{0,0228}{60} \times 34,27 \text{ m} = 127,62 \text{ watt}$$

➤ Daya Listrik

Daya listrik dapat dihitung menggunakan (persamaan 6):

$$Np \text{ seri} = 220 \times 1,1 \times 0,85 = 205,7 \text{ watt}$$

$$Np \text{ paralel} = 220 \times 2,2 \times 0,85 = 411,4 \text{ watt}$$

**Perhitungan Efisiensi**

Efisiensi pompa dihitung dengan (persamaan 7) :

Efisiensi Susunan Seri :

- $\eta_{seri} = \frac{64,03}{205,7} \times 100\% = 31,1\%$

artinya, 31,1% dikatakan kurang efisien karena kurang dari 50% efisiensi susunan seri total sebesar 80% yang didapat dari data spesifikasi pompa seri.

Efisiensi Susunan Paralel

- $\eta_{paralel} = \frac{127,62}{411,4} \times 100\% = 31\%$

Artinya, 31% dikatakan efisien karena lebih dari 50% efisiensi susunan paralel total sebesar 40% yang didapat dari data spesifikasi pompa paralel.

**Data Efisiensi Pompa**

Didapat dari spesifikasi pompa yang tertera pada nameplate adalah sebagai berikut :

- Kapasitas Air min. : 18 l/min
- Tinggi aliran min. : 27 m
- Daya hisap : 9 m
- pipa hisap : 1 in
- pipa dorong : 1 in

Ada 2 pompa masing-masing memiliki daya hisap (Hs) sebesar 9m dan *Head* total 27m. Serta kapasitas (Q) sebesar 18 liter/min atau 0,018 m<sup>3</sup>/min. Maka :

$$H = H_d - H_s \quad \text{Dimana} \quad H_{d1} =$$

$$H_{d2} \text{ Dan } H_{s1} = H_{s2}$$

$$27 = H_d - 9$$

$$27 + 9 = H_d$$

$$36 = H_d$$

- *Head* pompa susunaan seri

$$H = (H_{d1} - H_{s1}) + (H_{d2} - H_{s2})$$

$$H = (37 - 9) + (37 - 9) = 56 \text{ m}$$

- *Head* pompa susunaan seri

$$H = \frac{(H_{d1} - H_{s1}) + (H_{d2} - H_{s2})}{2}$$

$$2$$

$$= 28m$$

Perbedaan yang dihasilkan dari susunan seri dan paralel adalah dimana *head* yang dihasilkan oleh susunan seri 2 kali lipat susunan paralel sedangkan kapasitas paralel 2 kali kapasitas susunan seri.maka :

- Daya Hidrolik seri  
 $Nh_{seri} = \rho x g x Q x H = 164,6 \text{ watt}$
- Daya Hidrolik paralel  
 $Nh_{paralel} = \rho x g x Q x H = 164,6 \text{ watt}$
- Daya Listrik ( $N_p$ )  
Arus yang dibutuhkan masing-masing pompa adalah 1,1 A untuk susunan seri dan arus pompa susunan paralel yang dibutuhkan adalah 2,2 A.  
 $N_p = V x i x \cos\phi$   
 $N_p \text{ seri} = 220 x 1,1 x 0,85 = 205,7 \text{ watt}$   
 $N_p \text{ paralel} = 220 x 2,2 x 0,85 = 411,4 \text{ watt}$
- Efisiensi  
 $\eta = \frac{\text{daya hidrolik}}{\text{daya listrik}} x 100\%$
- Efisiensi susunan seri  
 $\eta = \frac{164,6}{205,7} x 100\% = 80\%$
- Efisiensi susunan paralel  
 $\eta = \frac{164,6}{411,4} x 100\% = 40\%$

**Kapasitas Pendinginan**

Dalam perhitungan kapasitas pendinginan ini melibatkan temperature air dan laju aliran massa, sehingga persamaannya adalah sebagai berikut :

$$Q = m \times c \times TC \dots\dots\dots(13)$$

Dimana :

- Q = kapasitas pendinginan system (Joule/detik)
- m = laju aliran massa air (kg/detik)
- TC= perubahan temperature air (°C)
- c = kalor jenis air (Joule/kg.°C) untuk air c = 4.200 J/kg.°C

Untuk Kapasitas Pendinginan susunan pompa paralel adalah :

$$Q = m \times c \times TC$$

- $\rho$ =massa jenis air = 1000 kg/m<sup>3</sup>
- V = laju aliran volume = 0,011558 m<sup>3</sup>/min = 0,000192 m<sup>3</sup>/detik
- m = laju aliran massa =  $\rho \cdot V = 1000 \text{ kg/m}^3 \times 0,000192 \text{ kg/detik} = 0,192 \text{ kg/dtk}$
- $T_{in}$  = rata-rata temperatur air dingin masuk dalam pipa = 8,71 °C
- $T_{out}$  = rata-rata temperatur air dingin keluar dalam pipa = 13,17 °C
- TC =  $T_{out} - T_{in} = 4,5 \text{ }^\circ\text{C}$
- C = kalor jenis air = 4200 J/kg.°C

Sehingga :

$$Q = m \times c \times TC$$

$$= 0,192 \text{ kg/dtk} \times 4200 \text{ J/kg.}^\circ\text{C} \times 4,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$= 3607,16 \text{ J/detik}$$

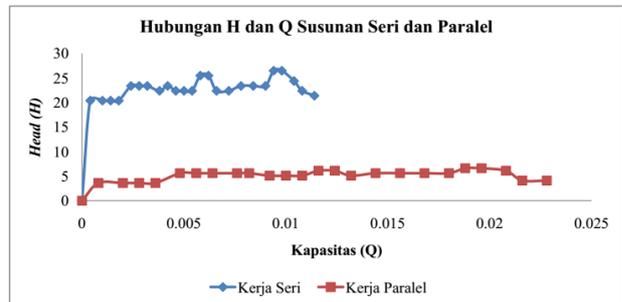
Sedangkan untuk Kapasitas Pendinginan susunan pompa seri adalah :

$$Q = m \times c \times TC$$

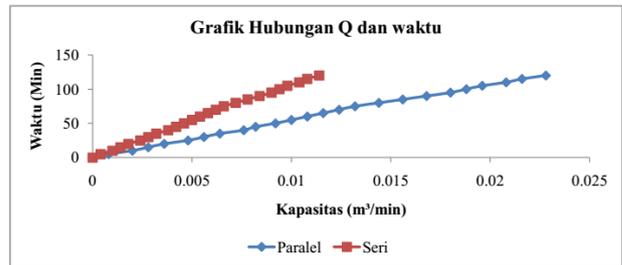
- $\rho$ =massa jenis air = 1000 kg/m<sup>3</sup>
  - V = laju aliran volume = 0,0057833 m<sup>3</sup>/min = 9.63889E-05 m<sup>3</sup>/detik
  - m = laju aliran massa =  $\rho \cdot V = 1000 \text{ kg/m}^3 \times 9.63889E-05 \text{ kg/detik} = 0.096389 \text{ kg/dtk}$
  - $T_{in}$  = rata-rata temperatur air dingin masuk dalam pipa = 7,29 °C
  - $T_{out}$  = rata-rata temperatur air dingin keluar dalam pipa = 10,50 °C
  - TC =  $T_{out} - T_{in} = 3,2 \text{ }^\circ\text{C}$
  - C = kalor jenis air = 4200 J/kg.°C
- Sehingga :
- $$Q = m \times c \times TC$$
- $$= 0.096389 \text{ kg/dtk} \times 4200 \text{ J/kg.}^\circ\text{C} \times 4,5 \text{ }^\circ\text{C}$$
- $$= 1298,84 \text{ J/detik}$$

**Analisa Grafik**

Data-data pengujian yang didapat akan dianalisa karakteristik dalam bentuk kurva untuk mendapatkan kesimpulan yang terbaik.

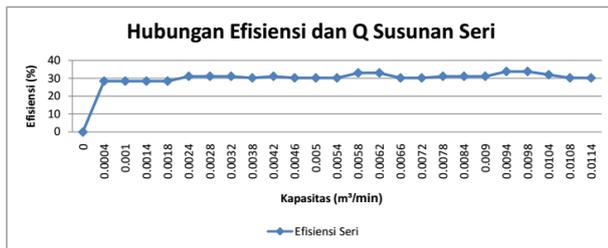


Gambar 2.5 Grafik Hubungan H dan Q Susunan Seri dan Paralel

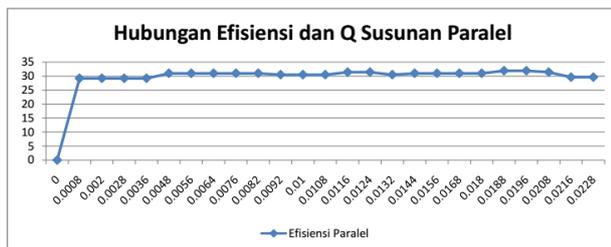


Gambar 2.6 Grafik Hubungan Q dan waktu Susunan Seri dan Paralel

Kerja pompa susunan seri menghasilkan *head* yang lebih besar dibanding kerja pompa susunan paralel. Sedangkan kapasitas total pompa susunan seri sebesar 0,0114 m<sup>3</sup>/min lebih kecil dari kapasitas total susunan paralel sebesar 0,0228 m<sup>3</sup>/min



Gambar 2.7 Grafik Hubungan Efisiensi dan Kapasitas (Q) Susunan Seri



Gambar 2.8 Grafik Hubungan Efisiensi dan Kapasitas (Q) Susunan Paralel

Pada grafik ini menunjukkan efisiensi seri sebesar 25% sampai dengan 35%. Pada data rancangan spesifikasi pompa seri didapat nilai efisiensi sebesar 80% yang artinya efisiensi pompa kurang dari 50% dari data rancangan. Sedangkan pada susunan paralel diperoleh efisiensi sebesar 30% sampai dengan 35%. Pada data rancangan spesifikasi pompa paralel didapat nilai efisiensi sebesar 40% yang artinya efisiensi pompa hampir 75% dari data rancangan yang artinya susunan pompa paralel lebih efisien dibandingkan susunan pompa seri.

#### IV. PENUTUP

##### Kesimpulan

Berdasarkan hasil pengujian dan analisa pembahasan, dapat disimpulkan sebagai berikut:

1. Head yang dihasilkan oleh susunan seri sebesar 23,4m sedangkan pada susunan paralel hanya 5,6. Untuk kapasitas didapat 0,0114 m<sup>3</sup>/min untuk susunan seri dan 0,0228m<sup>3</sup>/min untuk susunan paralel.
2. Efisiensi pompa susunan seri 31% dari data rancangan pompa seri sebesar 80%.
3. Efisiensi pompa susunan paralel 31,1% dari data rancangan paralel sebesar 40%.
4. Kerugian Mayor yang terjadi sebesar 4,23 m untuk susunan seri, sedangkan untuk susunan paralel sebesar 11,3 m. Dan untuk kerugian Minor untuk susunan seri sebesar 6,76 m dan 17,36 m untuk paralel.
5. Kapasitas pendinginan pada penggunaan AC *split* yang dihasilkan untuk susunan pompa paralel nilainya lebih besar dibandingkan susunan pompa seri.

##### Saran

1. Lebih ditekankan pemahaman terhadap penerapan system hidronik baik pendinginan dan pemanasan
2. Pemilihan bahan yang tepat akan memudahkan dalam pengujian dan pengambilan data

#### Ucapan Terima Kasih

Penulisan jurnal ilmiah ini akhirnya dapat diselesaikan berkat adanya bantuan dan dorongan dari berbagai pihak, baik dalam bentuk sumbangan pikiran, materi, motivasi, dan lain-lain. Oleh karena itu, penulis ingin menyampaikan terima kasih kepada :

1. Ir. Casiman Sukardi, MT., selaku Direktur Politeknik Negeri Indramayu;
2. Wardika, MEng. selaku Ka. P3M Politeknik Negeri Indramayu;
4. Kusnandar, MT., selaku anggota peneliti
5. Tim reviewer Jurnal Teknologi Terapan Polindra yang telah bersedia memberikan bimbingan dan masukan terhadap penulisan jurnal ini;
6. Semua pihak yang telah membantu penulisan jurnal ini.

#### V. DAFTAR PUSTAKA

- [1] Nasirwan, 2008, “Optimasi Pengujian Pompa Seri dan Paralel”, Jurnal Teknik Mesin Vol. 5. No. 1. Hal. 15
- [2] Menteri Perdagangan RI. 2015, “Peraturan Menteri Perdagangan Republik Indonesia tentang Ketentuan Impor Barang Berbasis Pendingin”
- [3] Senen, 2004, “System Connecting Series and Parallel Pump”, Jurnal Unimus Traksi vol. 2. No. 1 Hal.19
- [4] Sularso, Haruo Tahara, 1984, “Pompa dan Kompresor: Pemilihan, Pemakaian, dan Pemeliharaan”, Cetakan ke-1 PT. Pradnya Paramitha, Jakarta
- [5] Pita, Edward G., “Air Conditioning Principles and Systems-4<sup>th</sup> ed”, Prentice Hall, USA.