



FINAL PROJECT - TM 141585

**PENGARUH DARI *TRIMMING IMPELLER* TERHADAP  
KARAKTERISTIK PERFORMA *CENTRIFUGAL PUMP*  
PADA POMPA INTERDAB MQC 175**

RIDWAN ADLIASYAH  
2111 100 067

Supervisor  
Prof. Ir. SUTARDI, M.Eng., Ph.D.

JURUSAN TEKNIK MESIN  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2016



FINAL PROJECT - TM 141585

***STUDY OF TRIMMING'S EFFECT FOR  
PERFORMANCE CHARACTERISTIC OF CENTRIFUGAL  
PUMP INTERDAB MQC 175.***

RIDWAN ADLIANSYAH  
2111 100 165

Supervisor  
Prof. Ir. SUTARDI, M.Eng., Ph.D.

JURUSAN TEKNIK MESIN  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2016



**PENGARUH TRIMMING IMPELLER TERHADAP  
KARAKTERISTIK PERFORMA POMPA SENTRIFUGAL  
INTERDAB MQC 175**

**TUGAS AKHIR**

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
pada  
Bidang Studi Konversi Energi  
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

**RIDWAN ADLIANSYAH**  
NRP. 2111 100 165

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:	
Prof. Ir. SUTARDI, M.Eng, PhD. NIP. 196412281990031002	..... (Pembimbing)
Dr. WAWAN ARIES WIDODO, S.T., M.T. NIP. 197104051997021001	..... (Penguji I)
NUR IKHWAN, S.T., M.Eng NIP. 196709151995121001	..... (Penguji II)
DEDY ZULHIDAYAT NOOR, S.T., M.T., Ph.D NIP. 197512062005011002	..... (Penguji III)

**SURABAYA  
JULI, 2016**



---

## **KATA PENGANTAR**

Segala Puji dan Syukur penulis curahkan sepenuhnya kepada Allah SWT, karena atas berkah dan ijin-Nya tugas akhir ini dapat terselesaikan. Penulis sangat menyadari bahwa keberhasilan dalam penulisan tugas akhir ini tak lepas dari dukungan dan bantuan berbagai pihak. Melalui kesempatan ini penulis ingin menyampaikan ucapan terima kasih kepada pihak-pihak yang telah banyak membantu dan mendukung baik secara moril maupun materil dalam proses penyelesaian tugas akhir ini, antara lain:

1. Allah Swt dan Rosulnya Muhammad Saw karena telah memberikan nikmat islam kepada saya selaku pengikut, penganut, dan umatnya hingga akhir jaman
2. Bapak Prof. Ir. Sutardi, M.Eng. Ph.D, Selaku dosen pembimbing tugas akhir yang selalu memberikan saran, motivasi, dan ilmu-ilmu yang sangat bermanfaat bagi penulis. Terima kasih atas kesabarannya selama membimbing penulis.
3. Bapak Nur Ikhwan, ST, MT. Bapak Dr. Wawan Aries Widodo, ST, MT, dan Bapak Dedy Zulhidayat, ST, ME, Ph.D selaku dosen penguji tugas akhir penulis, terima kasih atas saran-saran yang telah diberikan.
4. Kedua orang tua yang telah memberikan dukungan, menasihati, dan mendoakan demi kelancaran kuliah dan Tugas Akhir penulis.
5. Semua warga Laboratorium mekanika fluida yang saya sayangi kare selalu mengajak bermain dota hingga penulis lupa untuk menulis tugas akhir.
6. Bapak Nur dan Bapak Sutrisno selaku karyawan di lab. Mekanika Fluida yang telah memberi motivasi dan banyak nasihat.
7. Seluruh Dosen dan karyawan jurusan Teknik Mesin ITS sehingga penulis bisa lulus dalam perkuliahan di Teknik Mesin ITS



8. Terimakasih untuk Khumaro Ellisya selaku parter Tugas Akhir yang sering menghianati penulis.
9. Terimakasih kepada Fauzy Rasyid, Fernando Napitupulu atas bantuan moril dan ilmu yang bermanfaat dalam mengerjakan TA.
10. Anak Marina yang telah membuat penulis lalai menulis Tugas Akhir.
11. Seluruh civitas akademik Teknik mesin ITS.
12. Semua pihak yang tidak dapat disebutkan oleh penulis.

Penulis menyadari masih banyak kekurangan dalam penyusunan tugas akhir ini, oleh karena itu saran dan masukan dari semua pihak sangat penulis harapkan. Penulis berharap semoga tugas akhir ini dapat memberikan manfaat dan sumbangsih bagi perkembangan ilmu pengetahuan.

Surabaya, Agustus 2016

**Penulis**



---

**PENGARUH TRIMMING  
IMPELLER TERHADAP KARAKTERISTIK PERFORMA  
CENTRIFUGAL PUMP PADA POMPA INTERDAB MQC  
175.**

**Nama Mahasiswa** : Ridwan Adliansyah  
**NRP** : 2111100165  
**Jurusan** : Teknik Mesin FTI-ITS  
**Dosen Pembimbing** : Prof. Ir. Sutardi, M. Eng, Ph.D.

**ABSTRAK**

Pompa merupakan alat yang banyak digunakan untuk memindahkan fluida dari suatu tempat ke tempat lainnya. Prinsip dasar dari cara kerja pompa adalah dengan memanfaatkan energi gerak poros untuk menggerakkan sudu-sudu pada impeller pompa menjadi tekanan pada fluida. Dalam aplikasinya, fluida tersebut disirkulasikan melalui sistem perpipaan yang memiliki tujuan dan manfaat yang bermacam macam.

Eksperimen akan dilakukan untuk mengevaluasi performa pompa terhadap perubahan geometri *impeller* dan pengaruh terhadap sistem perpipaan. Pompa sentrifugal dalam pengujian ini memiliki *impeller* tipe *backward* dengan jumlah sudu enam buah. *Impeller* akan di *trimming* pada *diameter* terluarnya sebesar 2,71% dalam tujuh tahap mengikuti Annex B pada ISO 9906:1999. Pompa pada pengujian ini tersambung dengan motor INTERDAB MQC 175 yang akan dipasangkan dengan alat pengujian CUSSONS *friction loss in pipe apparatus*.

Berdasarkan hasil eksperimen yang telah dilakukan, dapat disimpulkan bahwa dengan dilakukannya *trimming impeller* akan menurunkan tekanan head karena tekanan discharge akan semakin turun. Nilai *BEP* dan *operating point* akan bergeser ke debit yang lebih rendah seiring dengan berkurangnya ukuran diameter *impeller*. Dari analisa terkait delapan buah *impeller*

---



*Tugas Akhir Konversi Energi*

---

impeller diameter 115 atau terpotong 10.84% memiliki efisiensi maksimum paling tinggi untuk semua ukuran impeller.

***Kata kunci: best efeciency point, impeller trimming, pompa sentrifugal.***



---

**STUDY OF TRIMMING'S EFFECT FOR PERFORMANCE  
CHARACTERISTIC OF CENTRIFUGAL PUMP INTERDAB  
MQC 175.**

**Name** : Ridwan Adliansyah  
**NRP** : 2111100165  
**Department** : Teknik Mesin FTI-ITS  
**Supervisor** : Prof. Ir. Sutardi, M. Eng, Ph.D.

**ABSTRACT**

*Pump is tool used to move the fluid one place to another. The basic principle of the pump is harness the energy of motion of the shaft to move the blades on the impeller pump into pressure on the fluid. On the application, The fluid is circulated through a piping system that has the various purpose and benefits.*

*The experiments will be conducted to evaluate the performance of the pump impeller geometry changes and influence on the piping system. Centrifugal pumps in this test has a backward type impeller with six blades. Impeller will be trimming the outer diameter of 2,71 % in seven stages as follows Annex B to ISO 9906 : 1999. Pumps in this test has a motor that is connected with the MQC INTERDAB 175 which will be paired with testing tools Cussons friction in the pipe tools.*

*Based on the experimental results, we can conclude that the impeller trimming can reduce the pressure and head for discharge pressure will decrease. BEP value and the operating point will be shifted to a lower discharge along with the reduced diameter of the impeller. From the analysis related to eight impeller . impeller diameter of 115 or trimmed 10.84 % had the highest maximum efficiency for all impeller sizes .*



*Halaman ini sengaja dikosongkan*



---

DAFTAR ISI

Lembar Pengesahan	
Abstrak .....	i
Kata Pengantar .....	v
Daftar isi .....	vii
Daftar Gambar .....	ix
Daftar simbol .....	xi
<b>BAB 1. PENDAHULUAN</b>	
1.1. Latar Belakang .....	1
1.2. Rumusan Masalah .....	2
1.3. Tujuan Penelitian .....	3
1.4. Batasan Masalah .....	3
<b>BAB 2. TINJAUAN PUSTAKA</b>	
2.1. Pengertian Pompa.....	5
2.2. Klasifikasi Pompa .....	6
2.3. Pompa Sentrifugal .....	7
2.4. Impeller Pompa .....	8
2.5. Segitiga Kecepatan Impeller.....	10
2.6. Head Pompa .....	11
2.7. Head Efektif pada Pompa .....	13
2.8. Daya Pompa .....	14
2.9. Kerugian Sirkulasi Pada <i>Inlet</i> Pompa. ....	16
2.10. Kecepatan Spesifik Pompa.....	17
2.11. Klasifikasi Pompa Sentrifugal .....	19
2.12. Efisiensi .....	19
2.12.1. Efisiensi Hidraulik .....	20
2.12.2. Efisiensi Volumetrik .....	20
2.12.3. Efisiensi Mekanikal .....	21
2.12.4. Efisiensi Overall Pompa .....	21
2.13. Karakteristik Pompa Sentrifugal .....	22
2.14. Pengurangan Diameter Impeller .....	23
2.15. Sistem Perpipaan .....	24
2.16. <i>Head Loss</i> pada Sistem Perpipaan .....	25
2.16.1. <i>Head Loss Mayor</i> .....	25
2.16.2. <i>Head Loss Minor</i> .....	26



2.17. Penelitian Terdahulu .....	27
<b>BAB 3. METODE PENELITIAN</b>	
3.1. Langkah - Langkah Penelitian .....	33
3.1.1. Studi Literatur .....	33
3.1.2. Peninjauan Alat .....	34
3.1.3. Prosedur Penelitian.....	41
3.1.4. Analisis <i>Head Loss</i> Perpipaan.....	42
3.2. Analisis Pompa.....	46
3.3. Contoh Perhitungan .....	47
3.3.1. Perhitungan Head Pompa.....	47
3.3.2. Perhitungan Daya Pompa .....	48
<b>BAB 4. ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN</b>	
4.1. Analisa Berdasarkan Eksperimen .....	51
4.1.1. Analisis Grafik Head terhadap Debit pada Kecepatan Konstan .....	51
4.1.2. Analisis Grafik Daya dengan Ukuran Diameter Impeller.....	54
4.1.3. Analisis Grafik Efisiensi dengan Variasi Ukuran Diameter Impeller .....	57
4.1.4 Analisis Grafik Karakteristik Kerja dengan Variasi Ukuran Diameter Impeller .....	59
<b>BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN</b>	
V.1. Kesimpulan.....	63
V.II. Saran.....	63
<b>DAFTAR PUSTAKA</b> .....	65
<b>LAMPIRAN</b> .....	67
<b>BIODATA PENULIS</b> .....	75



DAFTAR GAMBAR

No. Gambar	Judul Gambar	Hal.
Gambar 2.1	Gambaran umum Instalasi Pompa	5
Gambar 2.2	Klasifikasi Pompa	6
Gambar 2.3	Gambar Pompa Sentrifugal	7
Gambar 2.4	Jenis-jenis <i>vane</i> pada <i>impeller</i>	9
Gambar 2.5	Impeller pompa sentrifugal tipe <i>closed impeller</i>	10
Gambar 2.6	Segitiga kecepatan pada impeller pompa	11
Gambar 2.7	Segitiga kecepatan <i>inlet</i>	12
Gambar 2.8	instalasi pompa dengan alat pengukur tekanan.	13
Gambar 2.9	Sirkulasi pada sudu pompa dengan jumlah sudu terbatas	16
Gambar 2.10	Segitiga kecepatan inlet akibat sirkulasi	17
Gambar 2.11	Tipe <i>impeller</i> berdasarkan kecepatan spesifik	19
Gambar 2.12	Kurva Karakteristik Utama	23
Gambar 2.13	Kurva Karakteristik Kerja	24
Gambar 2.14	<i>Fitting</i> dalam sistem perpipaan	26
Gambar 2.15	<i>Head vs Discharge</i> diagram	29
Gambar 2.16	Kurva karakteristik kerja <i>impeller</i>	30
Gambar 2.17	Grafik hubungan <i>friction factor (f)</i> vs Reynold (Re) <i>Line I</i>	32
Gambar 3.1	Contoh diameter <i>Impeller</i>	35
Gambar 3.2	Impeller yang digunakan	36



	pada penelitian	
Gambar 3.3	Instrumentasi CUSSONS <i>friction loss in pipe apparatus.</i>	38
Gambar 3.4	Bentuk <i>Hydraulic Bench Circulatin Unit</i>	40
Gambar 3.5	Aplikasi manometer raksa untuk menentukan <i>differential pressure.</i>	41
Gambar 3.6	<i>Flow Chart</i> eksperimen	44
Gambar 3.7	Flow Chart perhitungan $f$	46
Gambar 3.8	<i>Moody Diagram</i> hubungan antara <i>friction factor (f)</i> vs $Re$ .	48
Gambar 3.9	Pengukuran tekanan suction dan discharge pada pompa.	50
Gambar 4.1	Grafik Head terhadap debit Impeller terpotong	55
Gambar 4.2	Grafik tekanan <i>discharge</i> vs <i>suction</i> terhadap debit untuk <i>impeller</i> terpotong	56
Gambar 4.3	Grafik Daya input terhadap debit untuk <i>impeller</i> terpotong	58
Gambar 4.4	Grafik WHP terhadap Debit untuk Impeller terpotong	59
Gambar 4.5	Grafik Efisiensi terhadap Debit untuk Impeller terpotong	61
Gambar 4.6	Grafik Karakteristik Kerja Pompa untuk Impeller terpotong	63



DAFTAR SIMBOL

$I$	Arus listrik	Ampere
$\gamma$	Berat jenis fluida	$m^4/s^3$
$Re$	Bilangan Reynolds	
$WHP$	Daya air pompa	Watt
$BHP$	Daya poros pompa	Watt
$P_{in}$	Daya input	Watt
$D$	Diameter pipa	m
$\mu$	Efisiensi kerja motor	
$f$	Faktor gesekan	
$H_{LT}$	Head Loss total di sepanjang pipa	m
$h_L$	Head Loss Mayor	m
$h_{Lm}$	Head Loss Minor	m
$H_p$	Head pompa	m
$H_t$	Head teoritis	m
$H_{t\infty}$	Head teoritis takhingga	m
$Q$	Laju alirarn volumetrik	$m^3/s$
$\rho$	Massa jenis	$kg/m^3$
$Q_p$	Kapasitas pompa	$m^3/s$
$\bar{V}_1$	Kecepatan aliran rata –rata pada titik 1	m/s
$\bar{V}_2$	Kecepatan aliran rata –rata pada titik 2	m/s
$V_0$	Kecepatan pada narrowest section	m/s
$n_s$	Kecepatan spesifik putaran pompa	rpm
$\alpha$	Koefisien fluks energi kinetik	
$K_L$	Koefisien Minor Losses	
$A$	Luas penampang aliran	$m^2$
$Z_1$	Ketinggian fluida pada titik 1	m
$Z_2$	Ketinggian fluida pada titik 2	m
$L$	Panjang pipa	m
$Le$	Panjang ekivalen pipa	m
$g$	Percepatan gravitasi bumi	$m/s^2$
$\Delta P$	Pressure drop	Pa
$E$	Roughness Factor	

*Tugas Akhir Konversi Energi*

---

$P_1$	<i>Tekanan pada titik 1</i>	<i>Pa</i>
$P_2$	<i>Tekanan pada titik 2</i>	<i>Pa</i>
$V$	<i>Tegangan listrik</i>	<i>Volt</i>
$\mu$	<i>Viskositas absolut cairan</i>	$m^2/s$
$\nu$	<i>Viskositas kinematis fluida</i>	$m^2/s$



## **BAB 1**

### **PENDAHULUAN**

#### **1.1 Latar Belakang**

Pompa merupakan alat yang banyak digunakan untuk memindahkan fluida dari suatu tempat ke tempat lainnya. Prinsip dasar dari cara kerja pompa adalah dengan memanfaatkan energi gerak poros untuk menggerakkan sudu-sudu pada impeller pompa menjadi tekanan pada fluida. Dalam aplikasinya, fluida tersebut disirkulasikan melalui sistem perpipaan yang memiliki tujuan dan manfaat yang bermacam-macam. Sistem perpompaan hampir selalu digunakan pada setiap aspek kehidupan modern baik pada perkantoran, perumahan, maupun perindustrian. Penggunaan dari pompa sangat beragam tergantung dari kebutuhan penggunaannya.

Klasifikasi pompa dibedakan melalui cara kerjanya yakni *positive displacement pump* dan *dynamic pump*. Pada dasarnya pompa digunakan untuk mengatasi *friction loss* yang terjadi sepanjang sistem perpipaan agar sistem pendistribusian yang terjadi tidak mengalami penurunan tekanan yang konstan dan tetap mempunyai efisiensi yang baik. Pada kapasitas yang tinggi, operasi yang efisien dari semua komponen termasuk pompa sangat penting. Pompa yang tidak beroperasi pada titik optimalnya karena berbagai alasan, mempunyai performa yang kurang baik dan jika dibiarkan pada akhirnya bisa berujung kepada pemanfaatan energi yang tidak maksimal sehingga akan merugikan banyak pihak di segala sektor.

Untuk memenuhi kebutuhan dari sistem perpompaan secara optimal, dilakukan beberapa modifikasi pada pompa sentrifugal salah satunya dengan melakukan *trimming* pada *impeller*, yakni dengan mengurangi diameter luar pada *impeller*. Pada penelitian terdahulu yang telah dilakukan oleh Li (2011) dan Savar, et al (2009) adalah *trimming impeller* pada pompa sentrifugal. Hasil yang didapat adalah kurva *head* dan *power* terhadap debit akan turun terus menerus seiring dengan berkurangnya diameter luar pada *impeller*. Untuk pompa tertentu,

---



pengaruh mengabaikan kesamaan geometri dari *trimming impeller* dapat diperkirakan  $\pm 3,94\%$  untuk *head* dan  $\pm 5,24\%$  untuk *power*. Selain itu **Li** (2011) juga mengganti fluida kerja dengan berbagai macam kekentalan kinematis fluida, penelitian ini menunjukkan adanya pengaruh kekentalan terhadap efisiensi dari pompa, kurva efisiensi terhadap debit akan turun seiring dengan naiknya kekentalan. Kurva efisiensi terhadap debit juga akan turun seiring dengan berkurangnya diameter luar akan tetapi untuk kekentalan tertentu kurva efisiensi terhadap debit akan naik kemudian turun sering dengan berkurangnya diameter luar. **Singh** dan **John** (1998) memperkirakan penghematan energi yang dimungkinkan oleh *trimming impeller* pada *impeller* pompa dengan mencocokkan kebutuhan *head* yang sebenarnya pada sistem. Hasil yang didapatkan adalah rata – rata penghematan kebutuhan listrik setiap bangunan untuk setiap tiga bulan pada musim panas kurang lebih 9 kW, sementara rata – rata penghematan energi tahunannya mencapai 28,000kWh.

**Fernando** (2015) melakukan penelitian dengan *CUSSONS friction loss in pipe apparatus* yang dihubungkan dengan pompa sentrifugal dengan efisiensi tertinggi pompanya sebesar 29%, maka dari penelitian – penelitian yang telah dilakukan tersebut maka muncul pemikiran untuk melakukan penelitian pengaruh geometri *impeller* terhadap pompa sentrifugal yang nantinya dipasang pada alat *CUSSONS friction loss in pipe apparatus*. Pada pengujian ini dengan menfariasikan diameter outlet *impeller* pompa diharapkan penelitian ini bisa meningkatkan efisiensi kerja pompa dan membandingkan karakteristik pompa setiap kecepatan pada setiap perubahan diameter *impeller*.

## 1.2 Rumusan Masalah

Sesuai dengan latar belakang yang ada mengenai hal – hal yang sering ditemukan dalam pompa sentrifugal dan sistem perpipaan, masih banyak hal yang dapat dievaluasi kembali



mengenai pompa sentrifugal pada system perpipaan. Masalah – masalah yang muncul diharapkan dapat dijawab melalui metode penelitian yang akan dilakukan pada sistem ini. Adapun rumusan masalah dapat disimpulkan sebagai berikut:

1. Bagaimana pengaruh *trimming impeller* pada *impeller* pompa terhadap Best Efficiency Point (BEP) masing masing *impeller*?
2. Berapakah nilai optimal *trimming* yang dapat diperoleh?
3. Berapakah persen daya yang bisa disimpan dari *trimming impeller* serta nilai *head actual* dan *power* untuk masing masing *impeller*?

### **1.3 Tujuan Penelitian**

Tujuan yang dapat dirumuskan melalui pengujian ini melalui analisis performa pompa dan sistem perpipaan adalah sebagai berikut:

1. Mengetahui pengaruh *trimming impeller* terhadap karakteristik pompa sentrifugal.
2. Menggambarkan kurva karakteristik pompa serta menentukan BEP (Best Efficiency Point) pompa pada operasi tertentu.
3. Mengevaluasi performansi dari sistem perpompaan dan sistem perpipaan yang ada.
4. Mengetahui perbandingan hasil analisis berdasarkan teori dan eksperimen akibat *trimming* pada *impeller*.

### **1.4 Batasan Masalah**

Batasan masalah pada analisa pengujian ini adalah sebagai berikut:

1. Aliran di dalam pipa diasumsikan berada dalam kondisi steady flow dan incompressible.
2. Fluida kerja yang digunakan adalah air dengan massa jenis konstan



*Tugas Akhir Konversi Energi*

---

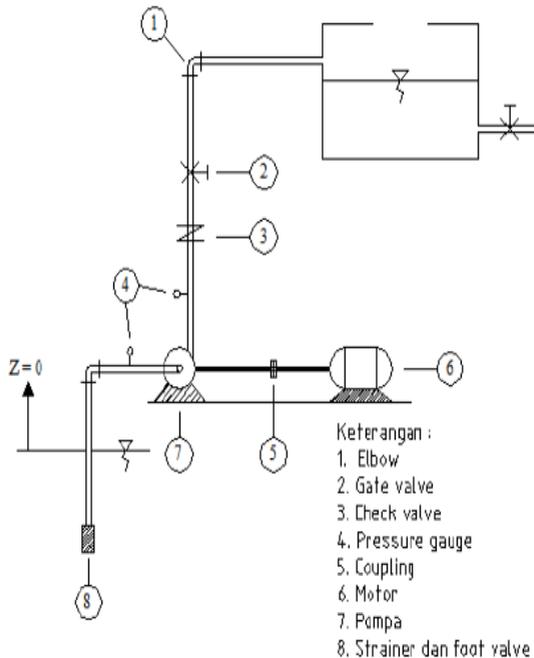
3. Impeller yang digunakan adalah impeller backward dengan jumlah sudu sebanyak 6 buah dan berbentuk single curvature.
4. Efek kavitasi pada pompa diabaikan.
5. Pada non dimensional analysis, dengan *viscous* dianggap konstan



## BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA

### 2.1 Pengertian Pompa

Pompa adalah suatu alat yang berfungsi untuk memindahkan fluida dari suatu tempat ke tempat lainnya. Pada dasarnya pompa bekerja berdasarkan perbedaan tekanan antara pipa hisap dengan pipa tekan. Fluida dialirkan melalui sistem perpipaan dengan cara menambahkan energi pada fluida yang dipindahkan. Secara umum, instalasi pompa dapat dilihat pada gambar 2.1.

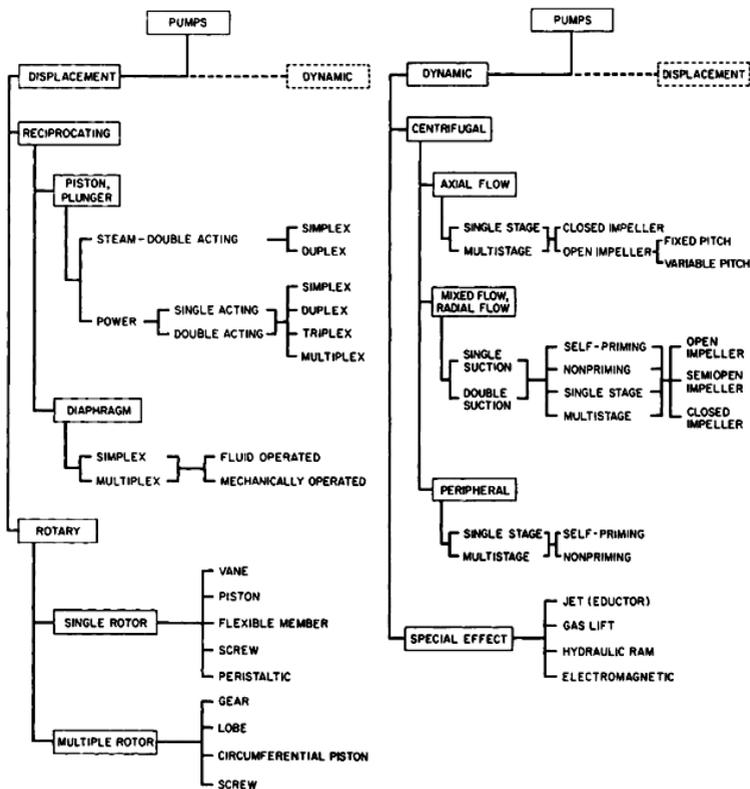


**Gambar 2.1** Gambaran Umum Instalasi Pompa



## 2.2 Klasifikasi Pompa

Secara garis besar pompa dapat dibedakan menjadi dua, yaitu dynamic Pump dan positive displacement pump. Pada dynamic pump energi diberikan terus menerus oleh pompa untuk menaikkan kecepatan fluida hingga lebih besar dari yang ada di sisi tekan dan kemudian kecepatan fluida direduksi untuk menghasilkan kenaikan tekanan, sedangkan positive displacement pump, bekerja dengan volume ruangan berubah secara periodik dari besar ke kecil atau sebaliknya. Klasifikasi pompa dapat dilihat pada gambar 2.2.



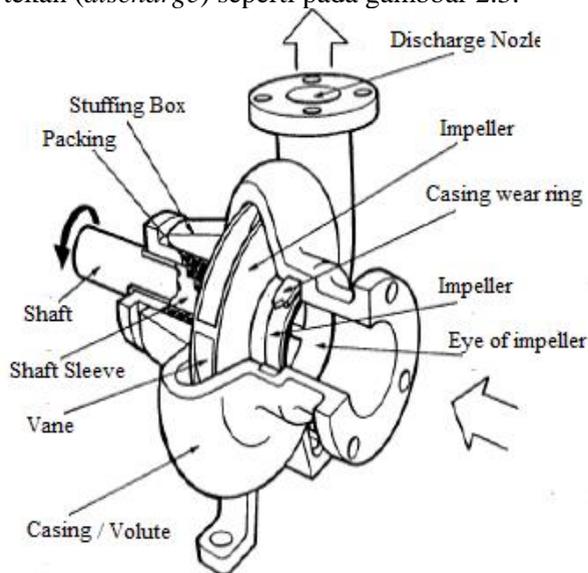
Gambar 2.2 Klasifikasi Pompa (Karassik, et al, 2001)



Pada waktu pompa bekerja energi yang diberikan kepada fluida adalah energi tekan yang didapatkan dari proses pengecilan volume, jenis pompa ini biasanya langsung merubah energi mekanik menjadi energi tekan.

### 2.3 Pompa Setrifugal

Pompa sentrifugal mempunyai peranan yang penting dalam perumahan, perkantoran maupun pada proses industri. Pompa berfungsi untuk memindahkan suatu fluida dari suatu tempat ke tempat lainnya atau untuk mengatasi *friction loss* yang terjadi sepanjang sistem perpipaan. Pompa sentrifugal merupakan salah satu jenis *dynamic pump* ,prinsip kerjanya yaitu memanfaatkan perpebedaan tekanan pada sisi hisap (*suction*) dan pada sisi tekan (*discharge*) seperti pada gambar 2.3.



**Gambar 2.3** Gambar pompa sentrifugal (Dietzel, 2005)

Fluida yang masuk pada arah akan dipercepat kelajuannya oleh gaya sentrifugal yang disebabkan oleh putaran *impeller*



## *Tugas Akhir Konversi Energi*

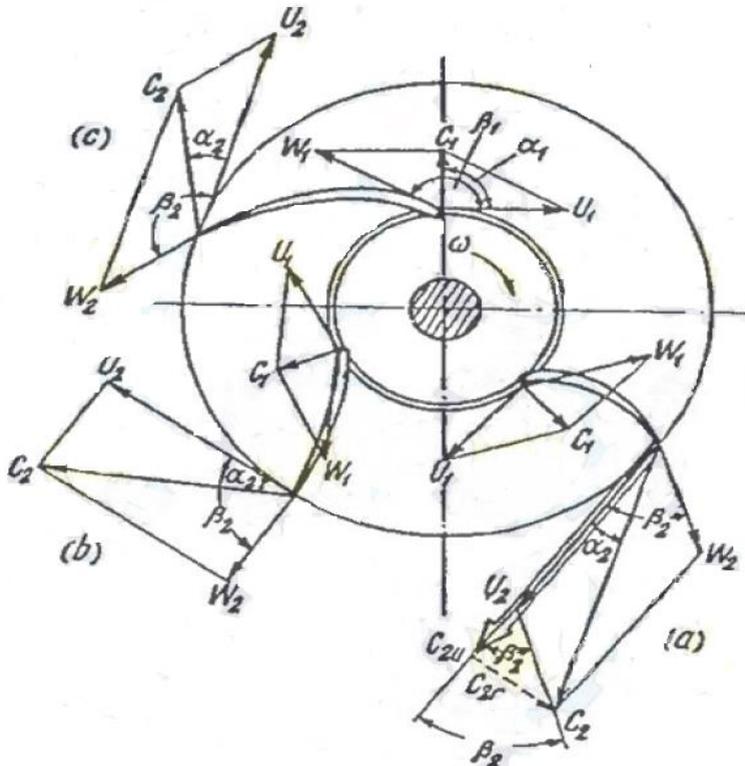
---

pompa yang terhubung oleh poros dan digerakan oleh motor penggerak, fluida yang terhempas oleh *impeller* yang akan direduksi kecepatannya oleh *volute* pompa sehingga terjadi perubahan energi kinetik sehingga terjadi peningkatan tekanan. Hal ini yang membuat fluida mengalir pada sisi tekan (*discharge*) pompa pada arah radial. Massa fluida yang meninggalkan pompa menciptakan kevakuman di dalam pompa, sehingga membuat fluida yang ada pada sisi hisap (*suction*) pipa terhisap masuk ke dalam pompa.

### **2.4 Impeller Pompa**

*Impeller* sangat berpengaruh dalam proses operasional dari pompa sentrifugal dan merupakan bagian yang paling penting dari pompa sentrifugal. *Impeller* adalah semacam piringan yang bersudu-sudu dan melengkung di dalamnya dan dipasang pada poros yang digerakkan oleh motor penggerak yang dikelilingi oleh *volute casing*. *Impeller* berfungsi untuk mengubah energi mekanis dari pompa menjadi energi kecepatan pada fluida yang dipompakan secara continue (terus menerus). Dengan adanya proses ini maka saluran *suction* (hisap) akan bekerja secara maksimal dan terus menerus sehingga tidak ada kekosongan fluida dalam rumah pompa.

Pada pompa sentrifugal *impeller* dibagi menjadi tiga jenis berdasarkan arah sudunya seperti yang tunjukkan pada gambar 2.4, yaitu *impeller forward* memiliki bentuk sudu yang memiliki sudut  $\beta < 90^\circ$ , *impeller backward* memiliki bentuk sudu dengan sudut  $\beta > 90^\circ$ , dan radial memiliki bentuk sudu yang memiliki sudut  $\beta = 90^\circ$ . *Impeller* jenis *backward* mempunyai *head* teoritis yang lebih rendah dibandingkan dengan *impeller forward*, tetapi pada *impeller forward* jarang digunakan karena efisiensinya rendah dan biaya operasinya yang lebih tinggi dibandingkan *impeller backward*. Hal ini disebabkan banyaknya *head losses* akibat gesekan dari separasi aliran. Oleh karena itu, *impeller* tipe *backward* yang pada umumnya sering digunakan.



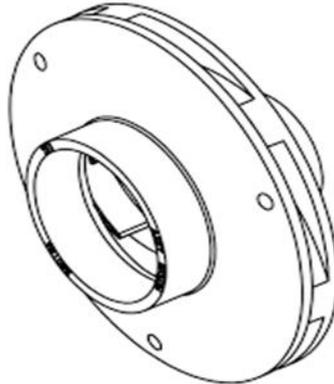
**Gambar 2.4** Jenis-jenis vane pada impeller, (a) forward vane, (b) radial vane, dan (c) backward vane (Khetagurov, 1965)

Berdasarkan konstruksinya *impeller* dibagi menjadi dua jenis yaitu *closed impeller* dan *open impeller*. *Closed impeller*, yaitu *impeller* yang mempunyai dua *shroud* atau selubung yaitu di depan dan belakang sudu. *Impeller* tipe ini banyak digunakan pada pompa sentrifugal. Sedangkan *open impeller*, ialah *impeller* yang hanya mempunyai satu *shroud* atau selubung yaitu di bagian belakang. *Impeller* tipe ini biasa digunakan pada pompa aksial, tetapi dapat juga digunakan pada pompa sentrifugal untuk tujuan



### *Tugas Akhir Konversi Energi*

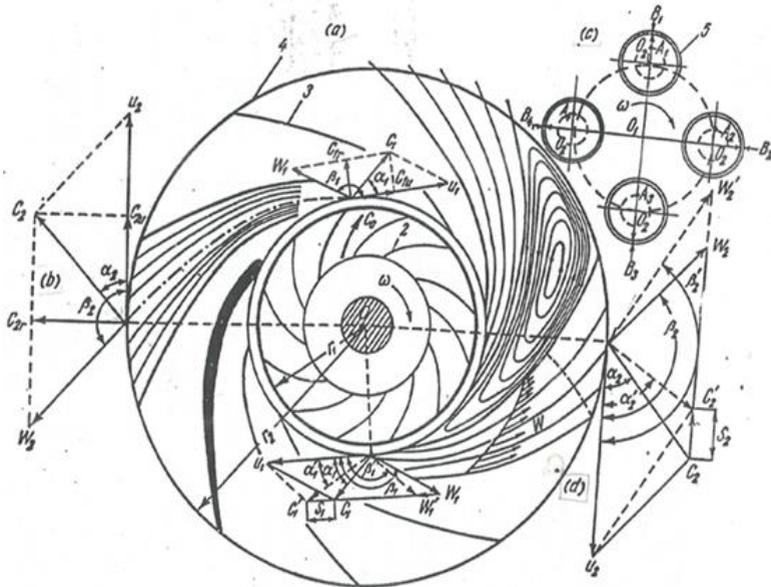
tertentu. Gambar 2.5 menunjukkan contoh *impeller* pompa sentrifugal jenis *closed impeller*.



**Gambar 2.5** Impeller pompa sentrifugal tipe *closed impeller*

### **2.5 Segitiga Kecepatan *Impeller***

Ketika aliran fluida melewati *impeller* yang berputar dengan kecepatan sudut tertentu, maka akan membentuk segitiga kecepatan pada sisi *inlet* dan sisi *outlet impeller* seperti gambar 2.6. Ketika aliran fluida melewati sisi tengah *impeller* dengan diameter *inlet*  $r_1$ . Fluida tersebut akan terkena gaya sentrifugal dikarenakan putaran sudut ( $\omega$ ) dari *impeller* sehingga mempunyai kecepatan absolut  $C_1$  yang membentuk sudut  $\alpha_1$  terhadap kecepatan keliling pada sisi *inlet impeller*  $U_1 = r_1\omega_1$  dan keluar melewati sisi *outlet impeller* yang mempunyai radius  $r_2$  dengan kecepatan absolut  $C_2$  membentuk sudut  $\alpha_2$  terhadap kecepatan keliling pada sisi *outlet impeller*  $U_2 = r_2\omega_2$ . Pada sisi *inlet* sudut  $\beta_1$  dibentuk oleh vektor kecepatan relatif  $W_1$  terhadap kecepatan keliling  $U_1$  begitu juga pada sisi *outlet* sudut  $\beta_2$  dibentuk oleh vektor kecepatan relatif  $W_2$  terhadap kecepatan keliling  $U_2$ . Selanjutnya vektor kecepatan absolut dapat di proyeksikan kepada vektor kecepatan keliling sehingga didapatkan  $C_u$  dan diproyeksikan kepada kecepatan relatif sehingga didapatkan  $C_r$ . Pada sisi *inlet* terdapat  $C_{1r}$  dan  $C_{1u}$  sedangkan pada sisi *outlet* terdapat  $C_{2r}$  dan  $C_{2u}$ .



**Gambar 2.6** Segitiga kecepatan pada impeller pompa  
(Khetagurov, 1965)

**2.6 Head Pompa**

*Head* pompa adalah energi per satuan berat yang diperlukan untuk mengalirkan sejumlah fluida sesuai dengan kondisi instalasi pompa atau tekanan yang umumnya dinyatakan dalam satuan panjang. Untuk meninjau lebih jauh lagi pengaruh sudut masuk impeller terhadap *head* pompa, pertama yang harus diperhatikan adalah persamaan *angular momentum* dan *Euler turbomachine equation*, yang kemudian dapat digunakan untuk mencari besarnya *head* teoritis tak hingga.

Dari persamaan *moment of momentum* diperoleh :

$$\vec{T}_{shaft} = (r_2 C_{2u} - r_1 C_{1u}) \dot{m} \dots\dots\dots(2.1)$$

Dimana:  $\dot{m}$  = laju aliran massa melalui pompa

Karena daya pompa =  $\dot{W}_m = \vec{\omega} \cdot \vec{T}_{shaft} = \omega T_{shaft}$ , maka persamaan tersebut menjadi

$$\dot{W}_m = \omega T_{shaft} = \omega(r_2 C_{2u} - r_1 C_{1u}) \dot{m} \dots\dots\dots(2.2)$$



Tugas Akhir Konversi Energi

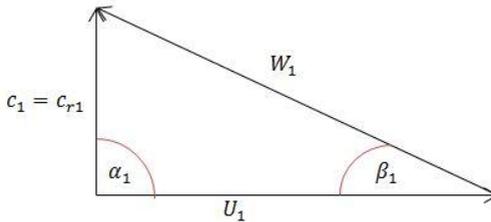
Dengan  $U = \omega r$ , maka

$$\dot{W}_m = (U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u}) \dot{m}$$

Karena  $\dot{W}_m = H_{t\infty} \dot{m} g$ , maka persamaan tersebut menjadi

$$H_{t\infty} = \frac{(U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u})}{g} \dots\dots\dots(2.3)$$

Segitiga kecepatan, pada sisi *inlet* yang terbentuk untuk *impeller* pompa *inlet guide vane* terlihat pada gambar 2.7 dengan sudut  $\alpha$  mejadi  $90^\circ$ .



**Gambar 2.7** Segitiga kecepatan *inlet*

Maka dari itu rumus untuk mencari pengaruh sudut *impeller* terhadap *head* pompa dapat melalui segitiga kecepatan *impeller*.

$$\tan\beta_2 = \frac{C_{2r}}{U_2 - C_{2u}} \dots\dots\dots(2.4)$$

Atau

$$(U_2 - C_{2u}) \tan\beta_2 = C_{2r}$$

Maka didapatkan

$$C_{2u} = \frac{U_2 \tan\beta_2 + C_{2r}}{\tan\beta_2} = U_2 - C_{2r} \cot\beta_2 \dots\dots\dots(2.5)$$

Kemudian persamaan (2.5) disubstitusi pada persamaan (2.3)

$$H_{t\infty} = \frac{U_2^2}{g} - \frac{U_2 C_{2r}}{g} \cot\beta_2 \dots\dots\dots(2.6)$$

Untuk mencari komponen-komponen dari segitiga kecepatan digunakan rumus :

$$C_r = \frac{Q}{2\pi r b}$$

$$\omega = \frac{C_r}{\sin(180 - \beta)}$$

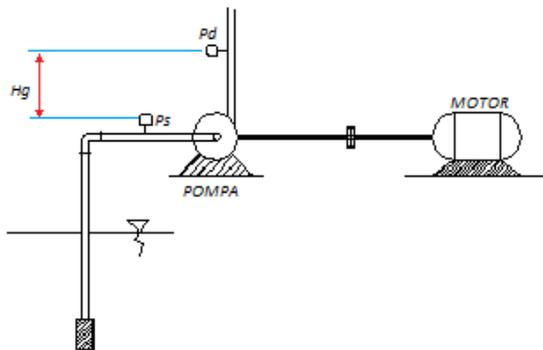
$$u = 2\pi r n$$



$$c = \sqrt{u^2 + \omega^2 - 2u\omega\cos\beta} \quad \dots\dots\dots(2.7)$$

## 2.7 Head Efektif pada Pompa

*Head* pompa dalam sistem perpipaan bisa diketahui dengan berdasarkan pada perbedaan nilai tekanan sisi hisap dan tekan pada pompa, serta perbedaan ketinggian antara kedua manometer. Gambar 2.8 menunjukkan instalasi pompa dengan manometer untuk mengukur perbedaan tekanan.



**Gambar 2.8** instalasi pompa dengan alat pengukur tekanan.

Nilai dari *head* efektif yang dibutuhkan pompa didapat dari persamaan energi :

$$H = \frac{p_d - p_s}{\gamma} + \frac{v_d^2 - v_s^2}{2g} + H_g \quad \dots\dots\dots(2.8)$$

dimana:

- $p_s$  : tekanan *suction* ( Pa)                       $p_d$ : tekanan *discharge* (Pa)
  - $v_s$  : kecepatan *suction* (m/s)                 $v_d$  : kecepatan *discharge* (m/s)
  - $H_g$ : beda ketinggian antara manometer (m)
- Head* dapat didefinisikan sebagai berikut



## Tugas Akhir Konversi Energi

---

1. *Head* yang terjadi karena adanya perbedaan tekanan antara sisi hisap dan tekan yang disebut dengan *Pressure Head* dapat dirumuskan sebagai  $\left[ \frac{p_d - p_s}{\gamma} \right]$
2. *Head* yang terjadi karena adanya perbedaan fluida antara sisi hisap dan sisi tekan yang disebut dengan *Velocity Head*
3. *Head* dapat dirumuskan sebagai  $\left[ \frac{V_d^2 - V_s^2}{2g} \right]$  *Head* yang terjadi karena perbedaan ketinggian antara manometer pada sisi hisap dan pada sisi tekan disebut dengan *Elevation Head* dapat disimbolkan sebagai  $H_g$

### 2.8 Daya Pompa

Daya adalah jumlah energi yang dihabiskan per satuan waktu, terdapat beberapa macam daya yang bekerja pada pompa, yaitu daya yang diterima fluida atau disebut *water horse power (WHP)*, dan daya yang dikeluarkan oleh motor atau disebut *brake horse power (BHP)*.

*Water horse power* adalah energi yang secara efektif diterima oleh fluida dari pompa per satuan waktu. Nilai dari *WHP* dapat diperoleh dengan menggunakan rumusan:

$$WHP = \rho g Q H \dots\dots\dots(2.9)$$

dimana :  $\rho$  : Massa jenis fluida ( $\text{Kg}/\text{m}^3$ )  
 $g$  : Percepatan Gravitasi ( $\text{m}/\text{s}^2$ )  
 $Q$  : Kapasitas Pompa ( $\text{m}^3/\text{s}$ )  
 $H$  : *Head* Efektis Pompa (m)

Sedangkan *brake horse power* adalah daya yang dikeluarkan oleh motor untuk menggerakkan poros pada pompa. Nilai dari *BHP* dapat diperoleh menggunakan rumusan :

$$BHP = \frac{\rho g Q H}{\eta_{op}} = \frac{\gamma Q H}{\eta_{op}} = \frac{WHP}{\eta_{op}} \dots\dots\dots(2.10)$$

dimana :  $\gamma$  : Massa jenis fluida ( $\text{N}/\text{m}^3$ )  
 $\eta_{op}$  : Efisiensi overall pompa

Nilai *BHP* dapat ditentukan melalui nilai daya motor. Daya motor sebanding dengan nilai dari *electrical power (EP)*. Alhasil, daya poros dapat dihitung dengan perumusan:



$$BHP = \eta E_p = \eta V I \cos \vartheta \quad \dots\dots\dots(2.11)$$

dimana :

$BHP$  = daya poros, watt (W)     $E_p$  = *electrical power*, watt (W)

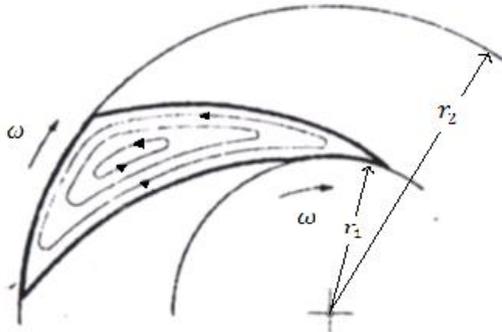
$V$  = tegangan listrik, volt (V)     $I$  = arus listrik, ampere (A)

$\cos \vartheta$  = *power factor*                       $\eta$  = efisiensi kerja motor

## 2.9. Kerugian Sirkulasi Pada *Inlet* Pompa

Impeller yang mempunyai jumlah sudu terbatas dengan ketebalan sudu tertentu akan menyebabkan celah antara sudu satu dengan sudu lainnya jika dibandingkan dengan impeller yang mempunyai jumlah sudu tak terbatas. Pada persamaan (2.6) merupakan persamaan untuk mencari *head* pompa  $H_{t\infty}$  yang mempunyai asumsi fluida teoritis dan jumlah sudu tak terhingga, pada kenyataannya penelitian ini menggunakan impeller sudu terbatas, yaitu 6 buah.

Pada gambar 2.9 menunjukkan bahwa ketika impeller diputar dengan kecepatan  $\omega$ , terjadi sirkulasi aliran diantara sudu - sudu pada impeller. Aliran diantara sudu – sudu pada impeller tersebut berlawanan arah dengan putaran impeller. Pada bagian inlet arah aliran fluida pada sirkulasi searah dengan putaran impeller, tetapi pada bagian outlet arah aliran fluida pada sirkulasi berlawanan dengan putaran impeller. Berdasarkan rumus *head* pompa  $H_{t\infty} = \frac{U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u}}{g}$ , nilai dari  $U_2$  akan mengecil sedangkan nilai  $U_1$  akan membesar. Efek tersebut menyebabkan nilai *head* pada pompa menurun.



**Gambar 2.9** Sirkulasi pada sudu pompa dengan jumlah sudu terbatas (Lazarkiewicz dan Troskolanski,1965)

Berdasarkan gambar 2.10 diatas, sirkulasi pada impeller mengakibatkan bentuk segitiga kecepatan berubah, Untuk menghitung head akibat sirkulasi, pertama harus dihitung slip factor yang terjadi

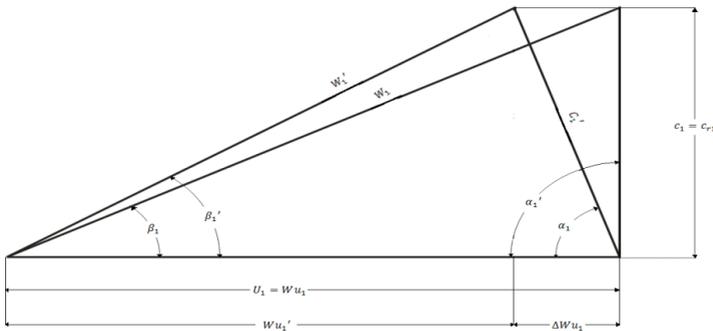
$$\Delta W U_1 = U_1 \left[ 1 - \epsilon_1 \frac{\pi}{Z} \sin(180 - \beta_1) \right] - C r_1 \cot \beta_1 / D_2 \dots (2.12)$$

Head loss yang teradi akibat sirkulasi :

$$Hl_{sirkulasi} = \frac{\Delta W U_1 U_1}{g} \dots \dots \dots (2.13)$$

Head teoritis akibat sirkulasi:

$$H_t = H_{t\infty} - Hl_{sirkulasi} \dots \dots \dots (2.14)$$



**Gambar 2.10** Segitiga kecepatan inlet akibat sirkulasi.

**2.10. Kecepatan Spesifik Pompa**

Kecepatan spesifik pompa ( $n_s$ ) didefinisikan sebagai putaran pompa model yang mempunyai geometri yang sama dengan pompa yang ada. Kecepatan spesifik juga merupakan salah satu unsur utama dalam menentukan dimensi dari pompa yang paling efisien pada kapasitas tertentu. Kecepatan spesifik terbagi menjadi dua yaitu kecepatan spesifik kinematik (*kinematic specific speed*) dan kecepatan spesifik dinamik (*dynamic specific speed*). Nilai kecepatan spesifik tidak tergantung dengan viskositas dan massa jenis fluida yang bekerja pada pompa.

Kecepatan spesifik kinematik adalah kecepatan suatu model pompa yang secara geometri sama dengan prototipe pompanya, dengan *head* 1m dan kapasitas  $1m^3/s$  pada efisiensi pompa yang maksimum. Untuk menentukan kecepatan spesifik dapat digunakan dengan persamaan berikut.

$$n_{sQ} = n \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \dots\dots\dots(2.15)$$

dimana:  $n_{sQ}$  = kecepatan spesifik kinematik

$Q$  = Kapasitas aktual ( $m^3/s$ )

$H$  = *Head* (m)

Kecepatan spesifik dinamik adalah kecepatan dari suatu model pompa yang memiliki geometri sama dengan suatu prototipe pompa dengan *head* 1 meter, daya 1 HP, dan kapasitas  $0.0075 m^3/sec$ . Untuk menentukan kecepatan spesifik dapat dilihat persamaan berikut dengan asumsi daya sebesar 1 metris hp.

$$n_{sp} = \frac{n \sqrt{\frac{\gamma Q H}{75}}}{H^{5/4}} = n \sqrt{\frac{\gamma Q}{75 H \sqrt{H}}} \dots\dots\dots(2.16)$$

dimana:

$n_{sp}$  : kecepatan spesifik dinamik

$\gamma$  : berat jenis ( $kg/m^3$ )

Hubungan kecepatan spesifik dinamik dan kinematik adalah :

$$n_{sp} = n_{sQ} \sqrt{\frac{\gamma}{75}} \dots\dots\dots(2.17)$$

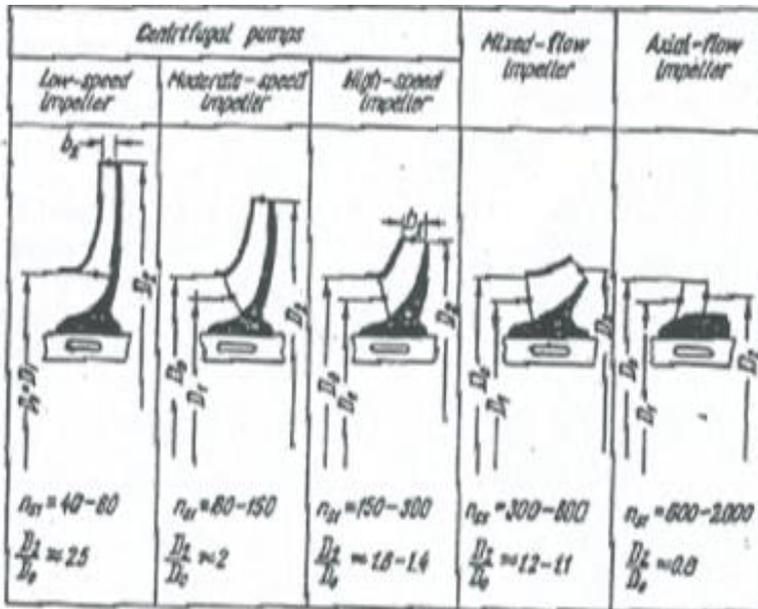


*Tugas Akhir Konversi Energi*

Dengan asumsi nilai berat jenis sebesar 1000 (kgf/m<sup>3</sup>), daya sebesar 1 HP, dan nilai dari kapasitas 0.075 (m<sup>3</sup>/sec), maka didapatkan persamaan berikut:

$$n_{SP} = 3.65 \frac{n\sqrt{Q}}{\sqrt{H^3}} \dots\dots\dots(2.18)$$

Kecepatan spesifik sangat mempengaruhi efisiensi dari pompa, dan sangat berhubungan dengan kapasitas dan head dari suatu instalasi pompa. Sehingga dengan menggunakan rumusan kecepatan spesifik untuk kapasitas dan head yang ada, maka dapat ditentukan tipe impeller seperti pada gambar 2.11.



**Gambar 2.11** Tipe *impeller* berdasarkan kecepatan spesifik (Khetagurov, 1965)



### **2.11. Klasifikasi Pompa Sentrifugal**

Pengklasifikasian pompa sentrifugal menurut (Khetagurov,1965) dibagi dengan beberapa bagian antara lain:

1. Berdasarkan *Specific Velocity* ( $n_{s1}$ )
  - *Low – Speed Pump* Pompa ini bekerja pada *Specific Velocity* antara 40 - 80
  - *Moderate – Speed Pump* Pompa ini bekerja pada *Specific Velocity* antara 80 – 150
  - *High – Speed Pumps* Pompa ini bekerja pada *Specific Velocity* antara 150 -300
  - *Mix – Flow Pump* Pompa ini bekerja pada *Specific Velocity* antara 300 - 600
2. Berdasarkan jumlah *impeller* dan *stage*
  - *Single – Impeller Pumps*  
Pompa jenis ini memiliki satu *Impeller* yang terpasang pada *casing*.
  - *Multi stage Pump*  
Pompa jenis ini terdiri dari beberapa *impeller* yang terpasang pada satu *casing* pompa yang disusun secara seri.
  - *Multi-Impeller Pumps*  
Pompa jenis ini terdiri dari beberapa *impeller*
  - *Multi – Impeller Multi Stage Pumps*  
Pompa jenis ini terdiri dari beberapa *Impeller* yang dipasang pada satu *casing* dan disusun secara gabungan, baik secara parallel maupun seri.

### **2.12. Efisiensi**

Efisiensi merupakan presentasi dari output daya useful dibagi dengan daya input. Pada pompa sentrifugal, terdapat beberapa macam efisiensi yang harus dihitung seperti



efisiensi hidraulik, efisiensi voumetrik, dan efisiensi mekanik.

**2.12.1. Efisiensi Hidraulik**

Efisiensi hidraulik merupakan kerugian yang diakibatkan oleh fluida diantaranya adalah kerugian gesek diakibatkan dari viskositas fluida yang oleh kekasaran permukaan dari lintasan solid tempat fluida mengalir, kerugian sirkulasi fluida (*eddy losses*) akibat dari sirkulasi fluida diantara sudu-sudu, dan kerugian kejut (*shock losses*) yang terjadi ketika aliran fluida bertumbukan suatu penghalang atau kecepatan fluida berubah arahnya. Kerugian hidraulik ditunjukkan oleh besarnya efisiensi hidraulik seperti pada tabel 2.1.

$$\eta_h = \frac{H}{H_t} \dots\dots\dots(2.19)$$

Tabel 2.1 Variasi nilai efisiensi hidraulik terhadap kecepatan spesifik (Khetagurov, 1965)

$n_{s1}$	60-100	100 – 150	150 – 220
$\eta_h$	0.87-0.9	0.9 – 0.92	0.92 – 0.94

**2.11.2 Efisiensi Volumetrik**

Kerugian volumetrik diakibatkan dari kebocoran melewati *clearance*, *seal* pada poros, dan *packing* yang akibatnya mengurangi kapasitas pompa. Perbandingan antara debit keluaran pompa dengan debit masuk kedalam pompa secara teoritis disebut sebagai *volumetric efficiency*.

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_t} \dots\dots\dots(2.20)$$

dimana :  $\eta_v$  = efisiensi volumetrik  
 $Q$  = kapasitas aktual



$Q_t$  = Kapasitas teoritis

Variasi dari efisiensi volumetrik terhadap kecepatan spesifik ditunjukkan oleh tabel 2.2

Tabel 2.2 Variasi efisiensi volumetrik terhadap kecepatan spesifik (Khetagurov, 1965)

$n_{s1}$	60 – 100	100 – 150	150 – 220
$\eta_v$	0.94 – 0.97	0.97 – 0.99	0.99 – 0.995

### 2.11.3 Efisiensi Mekanikal

Kerugian mekanikal diakibatkan dari gesekan bagian yang bergerak pada pompa sehingga mereduksi daya yang ditransmisikan ke impeller pompa mengakibatkan energi yang diberikan ke fluida lebih kecil daripada energi yang dimiliki *shaft* pompa. Kerugian mekanikal terdiri dari kerugian gesek pada *shaft bearings*, *shaft stuffing box*, kerugian gesek dari permukaan luar impeller dan *balancing disks* yang berputar melawan fluida di sekitarnya. Efisiensi mekanikal bervariasi diantara 0.9 – 0.97.

### 2.11.4 Efisiensi Overall Pompa

Efisiensi overall pompa adalah rasio dari daya aktual yang dihasilkan oleh motor terhadap energi yang diberikan ke fluida.

Efisiensi overall ditunjukkan pada persamaan berikut :

$$\eta_{op} = \eta_h \eta_v \eta_m$$

dimana :  $\eta_h$  = Efisiensi hidraulik

$\eta_v$  = Efisiensi volumetric

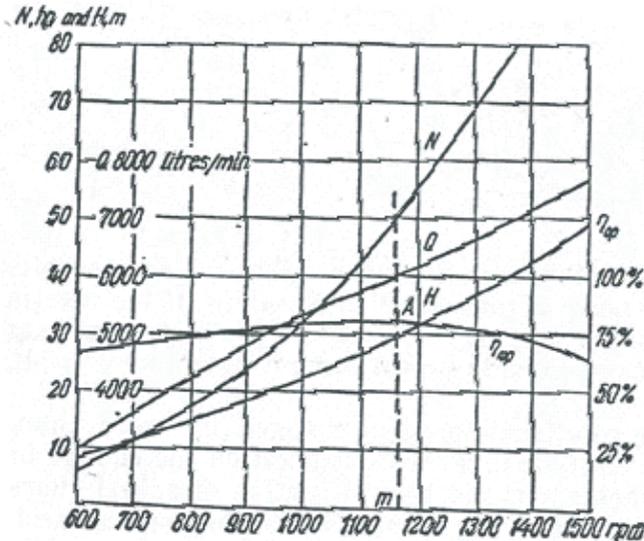
$\eta_m$  = Efisiensi mekanikal

$\eta_{op}$  = Efisiensi overall pompa



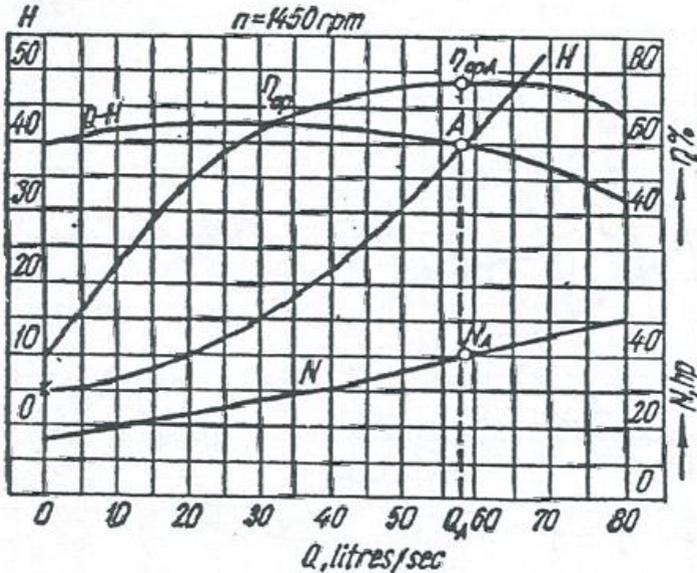
### 2.13. Karakteristik Pompa Sentrifugal

Karakteristik pompa sentrifugal yang pada umumnya digunakan terdapat dua jenis, yaitu karakteristik utama dan karakteristik kerja. Karakteristik utama adalah gambar grafik dari *head*, daya, kapasitas, dan efisiensi suatu pompa terhadap kenaikan putaran motor yang seperti terlihat pada gambar 2.12.



**Gambar 2.12** Kurva karakteristik utama (Khetagurov, 1965)

Kurva karakteristik kerja pompa adalah gambaran grafik dari hasil nilai *head*, daya pompa dan efisiensi yang merupakan fungsi dari kapasitas pompa. Pada gambar 2.13 menunjukkan beberapa kurva diantaranya kurva *head* pompa, efisiensi pompa, dan karakteristik *pipeline* pompa. Didalam karakteristik kerja didapatkan titik operasi atau titik kerja dari pompa yang merupakan perpotongan kurva *head* pompa dan kurva *head* dari *pipeline*.



Gambar 2.13 Kurva Karakteristik Kerja (Khetagurov, 1965)

**2.14. Pengurangan Diameter Impeller**

Pada BS EN ISO 9906:1999 memberikan indikasi yang dapat diterapkan ketika akan mereduksi dari rata – rata diameter luar *impeller* tidak melebihi 5% untuk pompa dengan *type number*  $K \leq 1.5$ , sedangkan pompa dengan *type number*  $K \leq 1.0$  reduksi dari *impeller diameter* tidak lebih dari 3%, nilai K didapatkan dari persamaan berikut:

$$K = \frac{2\mu n Q'^{1/2}}{(gH')^{3/4}} \dots\dots\dots(2.21)$$

dimana:

- $K$  = *type number*
- $Q'$  = rata – rata kapasitas pompa setiap *impeller* ( $m^3/s$ )
- $H'$  = *head* dari *first stage* (m)
- $n$  = *speed rotation* (rpm)



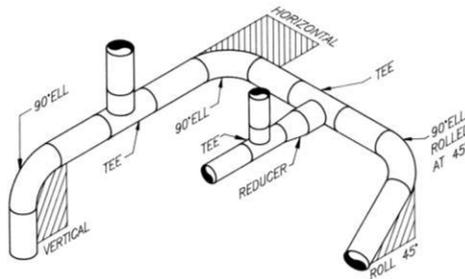
### 2.15. Sistem Perpipaan

Pada dasarnya sistem perpipaan dibagi menjadi dua, yaitu sistem perpipaan tunggal dan majemuk. Sistem perpipaan tunggal adalah sistem perpipaan yang komponennya terhubung secara seri tanpa adanya cabang. Sistem perpipaan bercabang merupakan gabungan dari sistem perpipaan yang dipasang seri maupun paralel. Adapun komponen - komponen tersebut adalah berikut :

- Pipa  
Pipa merupakan komponen yang utama dalam sistem perpipaan. Pipa adalah saluran tertutup sebagai sarana pengaliran atau transportasi fluida, sarana pengaliran atau transportasi energi dalam aliran. Beberapa perlu diperhatikan dalam proses pemilihan pipa diantaranya adalah kecepatan aliran, tekanan fluida, pemasangan sistem perpipaan, fungsi sistem perpipaan, dan sebagainya.
- Valve  
Valve atau katup adalah sebuah perangkat yang terpasang pada sistem perpipaan, yang berfungsi untuk mengatur, mengontrol dan mengarahkan laju aliran fluida dengan cara membuka, menutup atau menutup sebagian aliran fluida. Valve dapat dioperasikan secara manual, baik dengan menggunakan pegangan, tuas pedal dan lain sebagainya, selain dioperasikan secara manual valve dapat juga dioperasikan secara otomatis dengan menggunakan prinsip perubahan aliran, tekanan dan suhu.
- Flange  
Flange adalah sebuah mekanisme, yang menyambungkan antar element pemipaan. Fungsinya flange, agar element tersebut lebih mudah di bongkar pasang tanpa mengurangi kegunaan untuk mengalirkan fluida pada pressure yang tinggi. Teknik sambungan selain *flange* dapat berupa las (*welding joint*) atau dengan uliran (*threaded joint*) seperti menyambung baut dengan mur.



- Fitting  
Fitting merupakan elemen yang mempunyai bentuk dasar pipa dengan bentuk yang bermacam – macam. Terdapat berbagai jenis fitting dari berbagai bahan diantaranya fitting berbentuk siku (*elbow*), pipa bercabang (*tee*), fitting untuk menyambungkan dua pipa (*coupling*), dan lain- lain. *fitting* dalam sistem perpipaan dimodelkan dalam gambar 2.14.



**Gambar 2.14** Fitting dalam sistem perpipaan. (Parisher dan Rhea, 2002)

## 2.16. Head loss pada Sistem Perpipaan

Fluida yang mengalir pada sebuah sistem perpipaan akan mengalami kerugian energi atau disebut dengan *head loss*. Terdapat dua jenis *head loss* yang terjadi pada sistem perpipaan yaitu *head loss mayor* dan *minor*.

### 2.15.1. Head Loss Mayor

*Head loss mayor* merupakan kerugian energi yang terjadi pada pipa utama pada sistem perpipaan. Adapun persamaan untuk menentukan nilai *head loss mayor* adalah sebagai berikut:

$$h_L = f \frac{L \bar{V}^2}{D 2g} \dots\dots\dots(2.22)$$

dimana :

$h_L$  = Head loss mayor (m)

$\bar{V}^2$  = kecepatan rata – rata aliran (m/s)

$L$  = Panjang pipa (m)



*Tugas Akhir Konversi Energi*

---

- $D$  = Diameter pipa (m)
- $g$  = Percepatan gravitasi ( $m/s^2$ )
- $f$  = friction factor

Untuk mendapatkan nilai dari  $f$  digunakan persamaan sebagai berikut:

- o Untuk aliran laminar, *Darcy-Weisbach* memberikan persamaan :

$$f = \frac{64}{Re} \dots\dots\dots(2.23)$$

- o Untuk aliran turbulen, digunakan perumusan *Haaland* (Fox, et al, 1998), yaitu :

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1,8 \log_{10} \left[ \left( \frac{e/D}{3,7} \right)^{1,11} + \frac{6,9}{Re} \right] \dots\dots\dots(2.24)$$

dimana  $Re$  adalah bilangan Reynolds, yang mempunyai persamaan :

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} \dots\dots\dots(2.25)$$

dimana:

- $\rho$  = massa jenis fluida ( $kg/m^3$ )
- $v$  = kecepatan aliran (m/s)
- $D$  = diameter dalam pipa (m)
- $\mu$  = viskositas absolut cairan (kg/m.s)
- $e$  = kekasaran permukaan dari pipa

**2.15.2. Head Loss Minor**

*Head loss minor* merupakan kerugian energi yang terjadi pada komponen tambahan pada sistem perpipaan berupa fitting dan lain – lain. Adapun persamaan untuk menentukan nilai dari *head loss minor* antara lain :

$$h_{Lm} = K_L \frac{\bar{V}^2}{2g} \dots\dots\dots(2.26)$$

Atau dapat juga menggunakan persamaan berikut:

$$h_{Lm} = f \frac{L_e}{D} \frac{\bar{V}^2}{2g} \dots\dots\dots(2.27)$$



dimana :

$h_{Lm}$  = Head loss minor (m)

$L_e$  = Panjang ekuivalen (m)

$\bar{V}$  = Kecepatan rata-rata aliran (m/s)

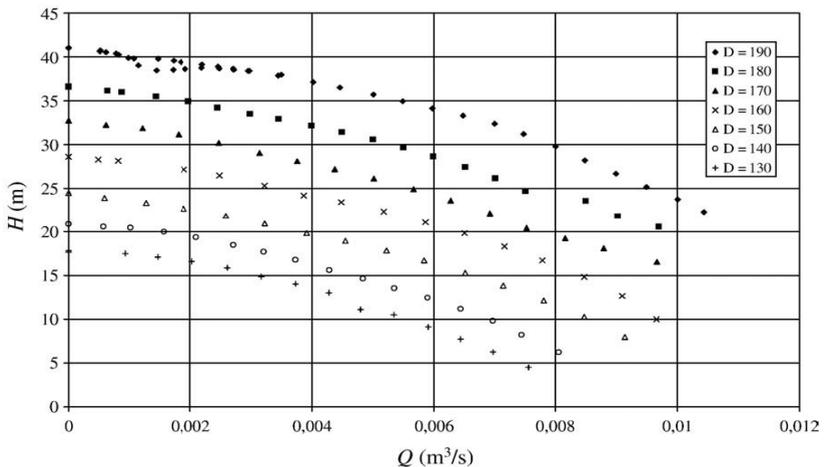
$K_L$  = Koefisien gesek

$D$  = Inside diameter (m)

$g$  = Percepatan gravitasi ( $m/s^2$ )

### 2.17. Penelitian Terdahulu

Savar, dkk (2009) melakukan penelitian *trimming impeller* pada pompa *sentrifugal low specific speed* ( $n_{sp} = 19,745 \text{ r.p.m. } m^{0.75} s^{-0.5}$ ). Pompa tersebut memiliki *impeller* asli jenis *impeller backward* dengan *diameter outer* 19 cm. *Impeller* tersebut *ditrimming* sebanyak tujuh kali dengan pengurangan *diameter outer* sebesar 1cm untuk setiap step hingga mencapai 13 cm.

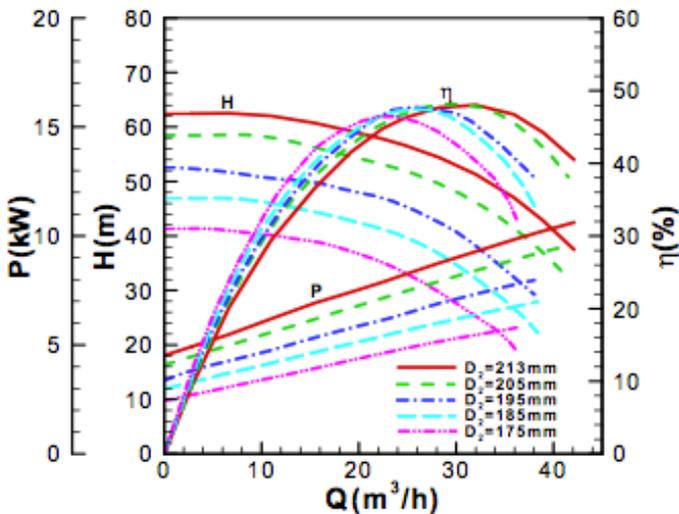


**Gambar 2.15** Head vs Discharge diagram (Savar dkk, 2009)



Hasil yang didapat dari penelitian ini seperti pada Gambar 2.15 nilai *head* terhadap debit akan turun seiring dengan kecilnya diameter outer *impeller*. Setelah pompa *impeller* telah di *trimming*, kondisi kesamaan geometri dan kinematik tidak benar – benar bisa dipertahankan. Perbandingan diantara beberapa karakteristik dimensi seperti lebar *impeller* dan *outlet* diameter telah berubah, karena itu kesamaan geometri tidak lagi bisa di capai. Pengaruh mengabaikan kesamaan geometri dari *trimming impeller* pada penelitian ini  $\pm 3,94\%$  untuk *head* dan  $\pm 5,24\%$  untuk *power*.

Li (2011) melakukan *trimming impeller* pada pompa sentrifugal dengan tipe 65Y60 untuk mengetahui *affinity law* dari *trimming impeller* pada berbagai macam kekentalan kinematis fluida, dengan *Impeller* asli diameter 213 mm, yang dipotong sebanyak 4 kali sehingga diameternya berkurang menjadi 175 mm, seperti ditunjukkan pada gambar 2.16 menunjukkan grafik *head* dan *power* terhadap debit aliran.



Gambar 2.16 Kurva karakteristik kerja *impeller trimming* ( Li , 2011)



Nilai *head* dan *power* akan turun seiring dengan semakin kecilnya *diameter outer impeller*. Namun, hal ini tidak berlaku pada nilai efisiensi karena pada diameter tertentu nilai efisiensi akan lebih tinggi untuk debit yang dijaga konstan. Dengan berkurangnya diameter, kurva *head* dan *power* akan mengalami penurunan terus menerus, sedangkan pada kurva efisiensi akan meningkat pada awalnya dan kemudian mengalami penurunan seiring bertambahnya debit.

Sigh dan John (1998) memperkirakan penghematan energi yang dimungkinkan oleh *trimming impeller* pada *impeller* pompa dengan mencocokkan kebutuhan *head* yang sebenarnya pada sistem. Penelitian didasari dari data yang diambil dari empat belas gedung perkantoran komersial besar terdapat pada kota Madison, seperti ditunjukkan pada gambar 2.17.

**Tabel 2.3.** Ringkasan dari total penghematan biaya dari beberapa bangunan (Sigh dan John, 1998)

HEATING PUMPS		CW PRIMARY PUMPS			CONDENSER PUMPS		Total Cost Savings (\$/yr)	Total Cost Trimming (\$/Bldg)	Simple Payback (years)
Bldg No.	Energy Savings (\$/yr)	Demand Savings (\$/yr)	Energy Savings (\$/yr)	Demand Savings (\$/yr)	Energy Savings (\$/yr)	Demand Savings (\$/yr)			
1	188	67	14	4	899	312	1484	2400	1.6
2	856	126	-	-	-	-	982	800	0.8
3	55	21	291	102	-	-	469	1600	3.4
4	78	29	-	-	-	-	107	800	7.5
5	219	80	-	-	-	-	299	800	2.7
6	531	189	453	158	635	270	2236	2400	1.1
7	398	143	-	-	-	-	541	800	1.5
8	-	-	1372	473	-	-	1845	800	0.4
9	641	231	324	112	656	228	2192	2400	1.1
10	-	-	414	81	1618	312	2425	1600	0.7
11	156	55	-	0	420	151	782	1600	2
12	342	50	554	193	554	193	1886	2400	1.3
13	55	21	-	-	-	-	76	800	10.5
14	430	155	417	133	659	210	2004	2400	1.2
<b>Average:</b>	<b>\$282</b>	<b>\$71</b>	<b>\$274</b>	<b>\$88</b>	<b>\$389</b>	<b>\$119</b>	<b>\$1,220</b>	<b>\$1,540</b>	<b>1.3</b>

Note: 1. For calculating the demand charges it was assumed that the heating season is from the beginning of October to the end of April, and the remaining months comprise the cooling season. Further, the heating pumps are only operated in the heating season, and the CW and condenser pumps operate only during the cooling months.



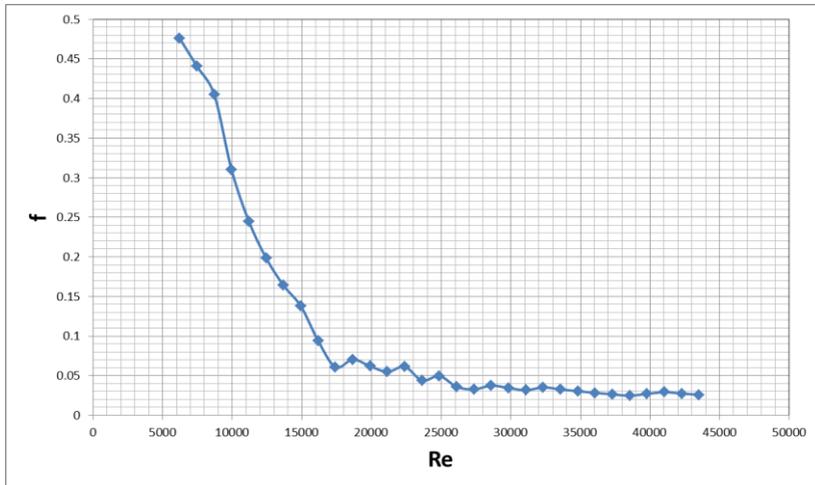
## *Tugas Akhir Konversi Energi*

---

Hasil yang didapatkan adalah rata – rata penghematan kebutuhan listrik setiap bangunan untuk setiap tiga bulan pada musim panas kurang lebih 9 kW, sementara rata – rata penghematan energi tahunannya mencapai 28,000kWh. Impeller trimming pada pompa sentrifugal selain pengembalian modal yang cepat juga merupakan kesempatan konservasi energi yang menarik karena mudah untuk di implementasikan.

Fernando (2015) menganalisa karakteristik aliran pada alat *CUSSONS friction loss in pipe* dan menggunakan pompa *single stage centrifugal pump*, *CUSSONS friction loss in pipe* adalah salah satu perangkat pengujian head loss perpipaan yang ada di Laboratorium Mekanika dan Mesin - mesin Fluida. Penelitian lebih difokuskan mengenai korelasi antara jarak pressure tap dengan pressure drop yang didapatkan serta dapat lebih mengevaluasi hal – hal yang berkaitan dengan sistem perpipaan dan pompa lewat variasi debit maupun *valve* yang berbeda – beda.

Sistem perpipaan *CUSSONS friction loss in pipe* menggunakan material Polyvinyl Chloride (PVC) pada bingkai dengan dimensi 4,65 m x 0,924 m. Fitting perpipaan terdiri atas *long radius elbow 90°*, *standard radius elbow 90°*, *elbow 45°*, *venturimeter*, *sudden contraction*, dan *sudden enlargement*. Dari eksperimen diperoleh grafik hubungan *friction factor (f)* dengan *Re* pada *line I,II*, dan *III*. Seiring besarnya nilai *f* dari pipa akan semakin turun seiring peningkatan nilai bilangan Reynolds akan tetapi, terjadi ketidak cocokan data pada *line I* yang didapat dari eksperimen dengan studi literatur seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.17.



**Gambar 2.17.** Grafik hubungan *friction factor* ( $f$ ) dengan bilangan Reynold ( $Re$ ) *Line I* (Fernando, 2015)

Pada *pipeline* yang dimiliki oleh sistem, seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.17, hasil pengujian menunjukkan bahwa bilangan  $f$  menunjukkan titik tertinggi 0,4757, sedangkan pada studi literatur menunjukkan bahwa nilai  $f$  tertinggi ialah 0.09. Perbedaan antara nilai yang didapatkan lewat eksperimen dengan studi literatur dapat disebabkan oleh beberapa hal yang menyebabkan tidak diperolehnya hasil kekasaran yang sesuai dengan referensi.



*Halaman ini sengaja dikosongkan*



## BAB 3

### METODOLOGI PENELITIAN

Eksperimen yang akan dilakukan adalah evaluasi performa pompa terhadap perubahan geometri *impeller* dan pengaruh terhadap sistem perpipaan. Penelitian ini akan menggunakan pompa INTERDAB MQC 175 yang akan dihubungkan dengan CUSSONS *friction loss in pipe apparatus* yang juga merupakan fasilitas pengujian *Head loss* untuk perpipaan pada Laboratorium Mekanika dan Mesin – Mesin Fluida Teknik Mesin ITS.

Metode penelitian diperlukan sebagai pedoman dalam penelitian agar didapatkan hasil yang baik. Dalam bab ini akan dijelaskan bagaimana penelitian ini dilakukan dan apa-apa saja yang dibutuhkan untuk mendukung penelitian ini.

#### 3.1 Langkah – langkah penelitian

Metode dalam pengujian ini yaitu dengan studi literatur, peninjauan alat, pengambilan data eksperimen dengan variabel uji yang terdapat pada CUSSONS *friction loss in pipe apparatus*.

##### 3.1.1 Studi Literatur

Studi literatur dilakukan untuk untuk mengetahui dan memahami beberapa hal, dalam pengujian ini adalah:

1. Sistem sistem perpompaann yaitu meliputi sistem perpipaan, kekasaran material, dan standar yang digunakan, *code*, dan standar yang umum digunakan.
2. Teori dan persamaan dasar dalam perhitungan pompa dan perpipaan.
3. Instrumentasi dari sistem perpipaan dalam rangka melakukan peninjauan ulang performna sistem perpompaan dan perpipaan.



### 3.1.2 Peninjauan Alat

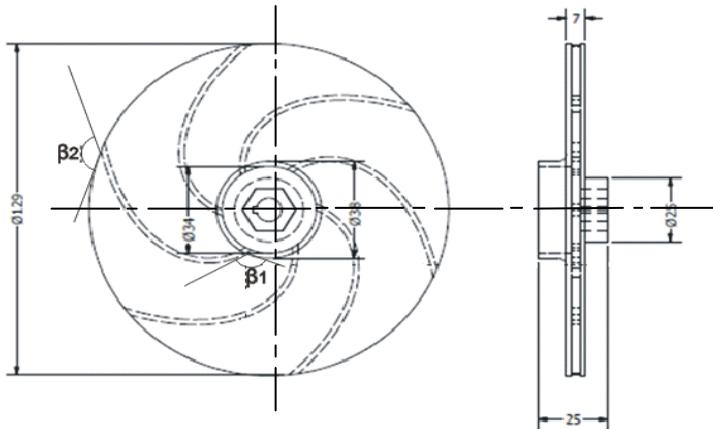
Evaluasi peralatan eksperimen melewati peralatan - peralatan berikut:

#### 1. Pompa

Pompa yang digunakan untuk pengujian ini adalah *single-stage centrifugal pump* yang terhubung melalui poros INTERDAB MQC 175, dengan spesifikasi daya 300 W, debit maksimal 100 liter/menit dan putaran mesin 2850 RPM, pada voltase 220 V. Pompa ini mempunyai diameter pipa *inlet* dan *discharge* 1" x 1" serta mempunyai *head total* sebesar 31,5 m. Pada bab ini akan dibahas mengenai analisa dimensi, instalasi penelitian, peralatan yang digunakan beserta spesifikasinya, langkah kerja, dan data – data yang diperoleh dari pengukuran yang nantinya akan dihitung untuk dianalisa lebih lanjut.

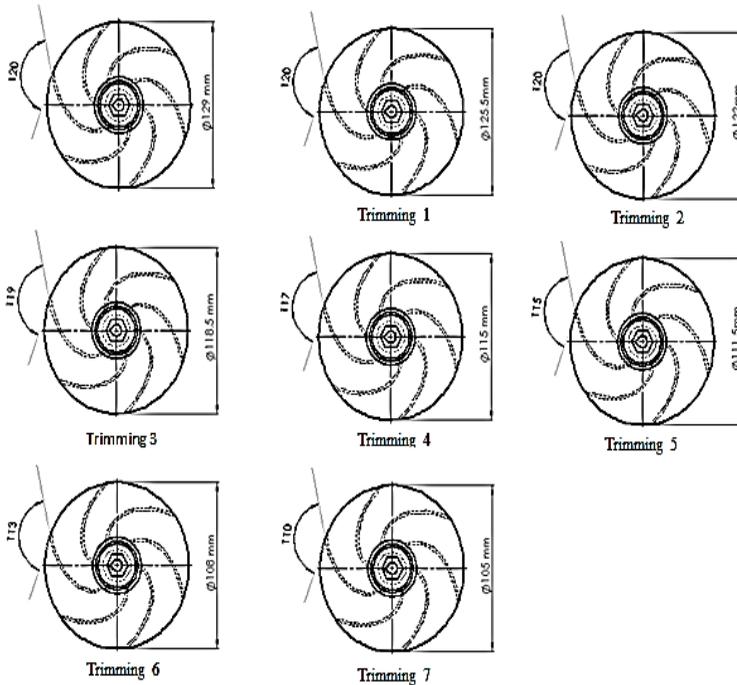
#### 2. Impeller

Pompa yang digunakan untuk penelitian ini mempunyai *impeller* asli dari pabrik yaitu *backward impeller* yang mempunyai jumlah sudu sebanyak enam buah dengan sudut masuk  $\beta_1$  sebesar  $125^\circ$  dan sudut keluar  $\beta_2$  sebesar  $120^\circ$ . *Impeller* memiliki dua *shroud* atau selubung yaitu di depan dan belakang sudu atau bisa disebut dengan *closed impeller*. *Impeller* mempunyai *diameter outer* sebesar 129 mm dan *diameter inner* sebesar 34 mm sedangkan jarak diantara dua *shroud* 7 mm seperti ditunjukkan pada gambar 3.1.



**Gambar 3.1.** Contoh diameter *Impeller* (dalam satuan mm)

Pada pengujian ini *trimming impeller* mengikuti Annex B pada ISO 9906:1999 memberikan beberapa indikasi yang akan digunakan ketika mereduksi diameter rata – rata outlet impeller tidak melebihi 3% untuk pompa dengan *type number*  $K \leq 1$ . *Trimming* maksimum yang bisa dilakukan sebesar 25% dari diameter awal karena jika melebihi itu akan terjadi ketidakcocokan antara *impeller* dengan *casings*. Pada pengujian ini *impeller* di *trimming* sebanyak 7 kali dimana setiap *trimming* mengurangi diameter luar sebanyak 3.5 mm atau 2,71% dari diameter awal. Gambar perubahan diameter outlet impeller uji ditunjukkan pada gambar 3.2:



**Gambar 3.2.** Impeller yang digunakan pada penelitian

Dengan dilakukannya *trimming*, sudut  $\beta_2$  akan berubah seiring dengan berkurangnya *diameter outer*. Sudut  $\beta_2$  digunakan untuk menghitung head teoritis yang kemudian akan dibandingkan dengan head aktual yang didapat pada percobaan. Perbandingan besar sudut  $\beta_2$  dengan *diameter outer* ditunjukkan pada tabel 3.1.

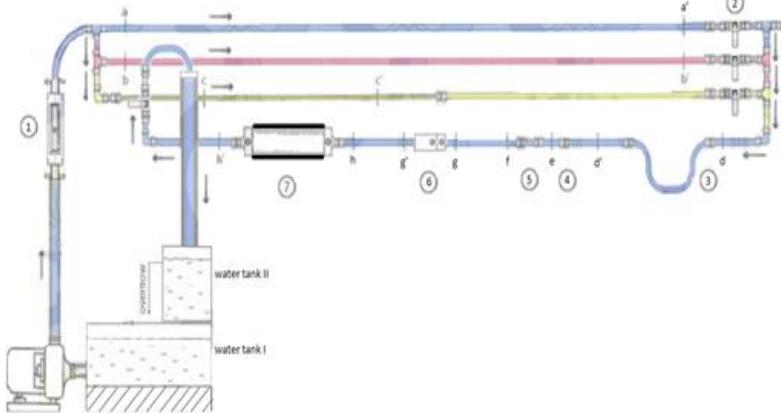
Tabel 3.1 Perbandingan *diameter outer* dengan besar sudut  $\beta_2$ 

Diameter Outer (mm)	Sudut $\beta_2$
129	120
125.5	120
122	120
118.5	119
115	117
111.5	115
108	113
104.5	110

#### 4. CUSSONS *friction loss in pipe apparatus*

Peralatan yang diuji ini bertujuan untuk mempelajari aliran yang melalui pipa, menganalisa terkait hubungan aliran fluida terhadap penurunan tekanan serta hubungan – hubungan faktor gesekan terhadap bilangan Reynolds. Peralatan ini merupakan sebuah sistem perpipaan yang terdapat di Laboratorium Mekanika dan Mesin – Mesin Fluida.

Instalasi sistem perpipaan pada CUSSONS *friction loss in pipe apparatus* seperti pada gambar 3.3 memiliki berbagai jenis komponen meliputi *fitting* perpipaan, *water circulating unit*, pompa, pipa, *valve*, dll. Pipa yang terdapat dalam sistem ini menggunakan 2 jenis material pipa yang berbeda yaitu *Polyvinyl Chloride (PVC) Pipe* (P5160 *Friction Loss in Pipes, Catalogue Cussons Technology*) dan Pipa yang berbahan dasar *Acrylic*.



**Gambar 3.3.** Instrumentasi CUSSONS *friction loss in pipe apparatus*.

keterangan:

1. Rotameter Fisher 2000
2. Gate Valve
3. Long Radius Elbow  $90^{\circ}$
4. Standard Radius Elbow  $90^{\circ}$
5. Elbow  $45^{\circ}$
6. Venturimeter
7. Sudden Contraction/ Sudden Enlargement
8. Pressure Tap (a-a', b-b', c-c', d-d', e-e', f-f', g-g', h-h', i-i', j-j', k-k')

Sistim ini memiliki 4 line dalam sistem perpipaannya, Berikut merupakan pipa yang terdapat dalam sistem perpipaan pada gambar 3.3 diurut dari susunan line teratas :

- *Line I*
  - Pipa PVC
  - Diameter  $D = 3/2$  in
  - Panjang  $L = 3$  m
- *Line II*
  - Pipa PVC
  - Diameter  $D = 3/4$  in

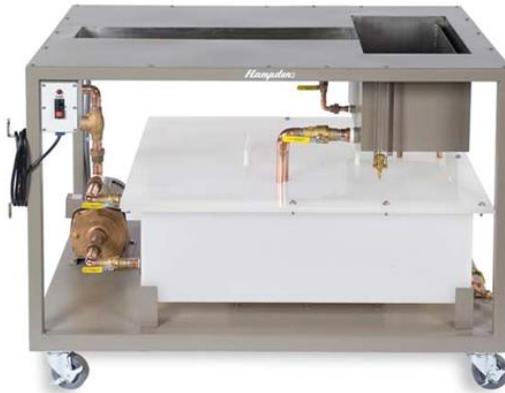


- Panjang  $L = 3$  m
- *Line III*
  - Pipa *Acrylic*
  - Diameter  $D = 3/4$  in
  - Panjang  $L = 1$  m
- *Line IV*
  - Pipa PVC dengan variasi *fitting* dan *flow meter*

Pada penelitian ini lebih difokuskan untuk mengetahui pengaruh perubahan diameter *outlet* pompa sentrifugal terhadap performa pompa, oleh karena itu line yang akan digunakan untuk mengetahui pengaruhnya terhadap sistim perpipaan hanya line 1 dan line 4 seperti warna biru pada gambar 3.3. Line 1 digunakan untuk mengetahui *headloss mayor* pada sistim sedangkan line 4 digunakan untuk mengetahui *headloss minor* pada sistim.

## 5. CUSSONS water circulating unit

Bagian dari alat uji ini adalah salah satu bagian yang penting dalam eksperimen ini, mempunyai peran sebagai peralatan yang mengatur laju aliran serta memindahkan fluida kerja. Secara garis besar sistem ini bertanggung jawab akan proses pengaliran fluida kerja melalui sistem rotari yang dimiliki oleh beberapa komponen yang terdapat didalamnya. Bentuk dari *Hydraulic Bench* terlihat seperti dalam Gambar 3.4. berikut.



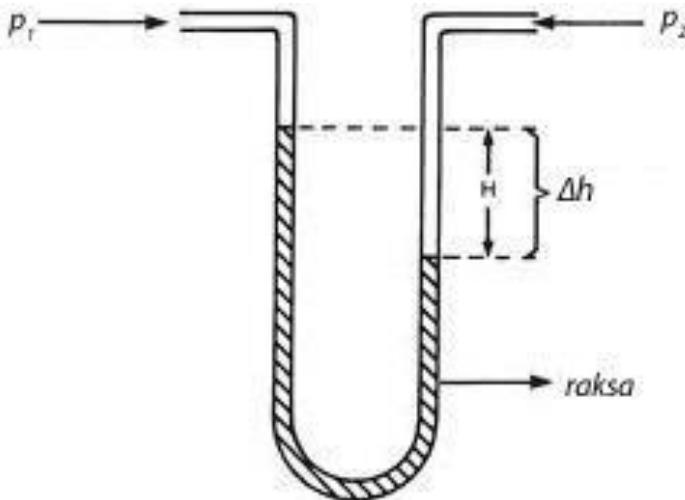
**Gambar 3.4.** Bentuk *Hydraulic Bench Circulating Unit*

Sesuai dengan gambar diatas dapat diketahui komponen – komponen yang terdapat pada *Hydraulic Bench* adalah sebagai berikut :

1. *Water tank I (main reservoir)*
2. *Water tank II*
3. *By-pass valve*
4. *Load hanger*
5. *ON/OFF Switch*

#### **6. Manometer Raksa**

Penelitian ini untuk menganalisis nilai  $f$ , menggunakan alat manometer raksa. Manometer raksa digunakan untuk menentukan perbedaan tekanan antara dua titik pada sistem perpipaan. Penggunaan manometer raksa dapat diamati pada gambar 3.5.



**Gambar 3.5.** Aplikasi manometer raksa untuk menentukan *differential pressure*.

### 3.1.3 Prosedur Penelitian

Berikut adalah prosedur pengambilan data pada penelitian terhadap *pipe apparatus* CUSSONS dengan pompa sentrifugal. Prosedur dilakukan dengan panduan sebagai berikut :

1. Pastikan lingkungan kerja bersih dan bebas dari genangan air.
2. Bersihkan rumah pompa pada CUSSONS hydraulic bench dari genangan air yang bisa saja berasal dari water tank I.
3. Pastikan Impeller yang terpasang sudah sesuai dengan yang diinginkan.
4. Buka penuh *valve* pipa menuju *bypass*.
5. Pastikan *valve* pipa utama pada CUSSONS *friction loss in pipe apparatus* berada dalam keadaan terbuka.
6. Buka katup *pressure tap* yang ingin dilakukan pengukuran. Bila tidak, tutup katup *pressure tap*.
7. Tekan ON *Switch* untuk menyalakan motor.



8. Tunggu beberapa saat hingga motor bekerja normal (ditandai dengan suara yang ditimbulkan oleh motor).
9. Amati fitting perpipaan. Bila terdapat *joint* atau komponen lain yang mengalami kebocoran signifikan, tekan tombol OFF *Switch*.
10. Perbaiki bagian yang mengalami kebocoran, lalu ulang kembali langkah 6.
11. Tutup *by pass valve* hingga *fully closed*, serta membuka perlahan *discharge valve* hingga kondisi *fully opened*.
12. Lakukan pengamatan.
13. Ulangi langkah 11 dan 12 dengan kenaikan debit sebesar 2 liter/menit dengan membuka/menutup *discharge valve*. Pengambilan data dilakukan hingga mencapai debit maksimal, dimana setiap putaran tertentu memiliki debit maksimal yang berbeda-beda.
14. Pengambilan data dilakukan 3 kali dengan selang 1 menit tiap pengambilan data, dari ketiga nilai yang didapat akan diambil rata-rata nantinya.
15. Tekan tombol OFF *Switch* untuk mematikan pompa. Matikan pula aliran listrik.
16. Buka casing pompa, ganti impeller 1 dengan impeller 2.
17. Ulangi langkah 1 sampai 14 untuk impeller 3 hingga 8 sehingga didapatkan sejumlah data set yang sama seperti pada impeller 1.
18. Ketika selesai, simpan tabel dalam bentuk dokumen

### 3.1.4 Analisis Head Loss Perpipaan

Adapun parameter yang diperlukan guna melakukan analisis *Head loss* dapat diuraikan sebagai berikut:

1. Menghitung nilai *friction factor* ( $f$ ).

Perbedaan tekanan dapat dihitung menggunakan persamaan hidrostatik sebagai berikut :

$$\Delta p = (SG_{HG})\rho g \Delta h \quad \dots\dots\dots(3.1)$$

dimana :

$\Delta p$  = perbedaan tekanan pada sistim perpipaan yang diukur, Pa



$SG_{HG}$  = specific gravity of fluid, untuk cairan cair raksa

$SG$  = 13.5

$\rho$  = rapat jenis massa fluida referensi ( $H_2O$ ),  $997 \text{ kg/m}^3$  pada temperature  $27^\circ$

$G$  = percepatan gravitasi bumi,  $9.81 \text{ m/s}^2$

$\Delta h$  = perbedaan ketinggian raksa pada manometer, m

Setelah menemukan nilai  $\Delta h$ , melalui proses perhitungan ditemukan nilai dari  $f$ . Adapun persamaan yang digunakan untuk menghitung nilai  $f$  adalah sebagai berikut.

$$h_L = \frac{p_1 - p_2}{\rho g} + \frac{\bar{V}_1^2 - \bar{V}_2^2}{2g} + (z_2 - z_1) \quad \dots\dots\dots(3.2)$$

Untuk  $\bar{V}_1^2 = \bar{V}_2^2$  dan  $z_1 = z_2$ ,

$$h_L = \frac{p_1 - p_2}{\rho g} = \frac{\Delta p}{\rho g} \quad \dots\dots\dots(3.3)$$

Berdasarkan persamaan *Darcy Weisbach*,

$$h_L = f \frac{L}{D} \cdot \frac{\bar{V}^2}{2g}$$

Dengan menghubungkan persamaan 3.2 ke dalam persamaan *Darcy Weisbach*, maka perhitungan terhadap  $f$  menjadi sebagai berikut.

$$\begin{aligned} \frac{\Delta p}{\rho g} &= f \frac{L}{D} \cdot \frac{\bar{V}^2}{2g} \\ f &= 2 \frac{D}{L} \cdot \frac{\Delta p}{\rho \bar{V}^2} \quad \dots\dots\dots(3.4) \end{aligned}$$

dimana :

$\Delta p$  = perbedaan tekanan pada *fitting* perpipaan, Pa

$\rho$  = rapat jenis massa fluida,  $\text{kg/m}^3$

$f$  = factor gesekan

$L$  = panjang pipa, m

$D$  = diameter pipa, m

$V$  = kecepatan aliran fluida, m/s



Setelah mendapatkan nilai  $f$ , *wall roughness* atau kekasaran permukaan pipa ( $e$ ) dapat ditentukan menggunakan persamaan 2.17, dimana :

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1,8 \log 10 \left[ \left( \frac{e/D}{3,7} \right)^{1,11} + \frac{6,9}{Re} \right]$$

maka,

$$\frac{e}{D} = 3.7 \left[ 10^{\left( -\frac{1}{1.8\sqrt{f}} \right)} - \frac{6.9}{Re} \right]^{\frac{1}{1.11}} \dots\dots\dots(3.5)$$

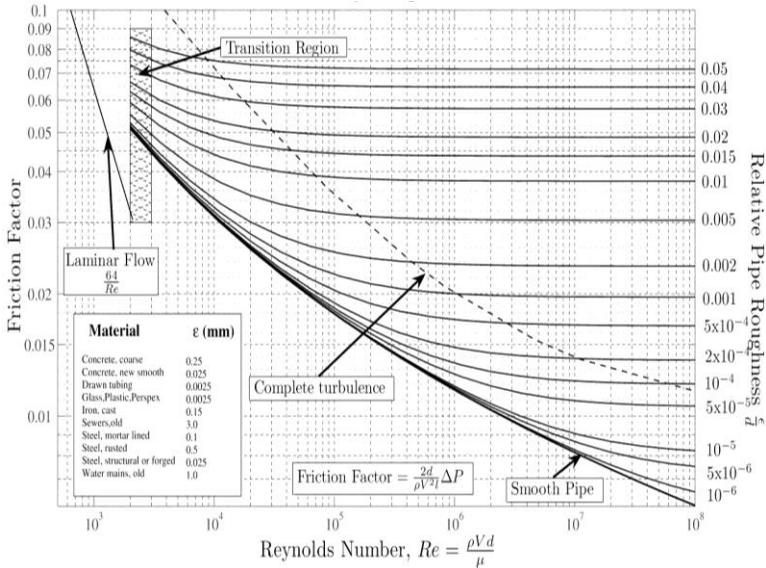
Analisis dilakukan pada aliran turbulen untuk memudahkan pengamatan terhadap perbedaan tekanan pipa. Variasi nilai bilangan Reynolds sebagai representasi aliran untuk diameter pipa 3/2 in dapat diamati pada tabel 3.1.

**Tabel 3.1.** Nilai bilangan Reynolds untuk diameter 3/2 in ( $D = 0.03 \text{ m}$ )

$Q$ [L/min]	$Q$ $\times 10^{-5}$ [m <sup>3</sup> /det]	$V$ [m/s]	$Re$	Jenis Aliran
2	3.33	0.0292	1240.5	Laminar
4	6.67	0.0584	2481.0	Turbulen
6	10.00	0.0876	3721.6	Turbulen
8	13.33	0.1169	4962.1	Turbulen
10	16.67	0.1461	6202.7	Turbulen

$$\rho = 997 \text{ kg/m}^3, T = 25^\circ\text{C}, \text{ dan } \mu = 8,93 \times 10^{-4} \text{ N.s/m}^2$$

Hubungan antara nilai  $f$  dan  $Re$  diperoleh berdasarkan diferensial tekanan yang terjadi di sepanjang aliran pipa. Diferensial tekanan diperlukan untuk mencapai kecepatan aliran ( $V$ ) dengan panjang pipa ( $L$ ) dan diameter ( $D$ ) pipa, demikian pula halnya dengan massa jenis fluida kerja. Diferensial tekanan pun dipengaruhi oleh  $f$  yang juga dipengaruhi oleh bilangan Reynolds. Gambar 3.8 menunjukkan hubungan antara  $Re$  dan  $f$ .



**Gambar 3.8.** *Moody Diagram* menunjukkan hubungan antara *friction factor* ( $f$ ) dan  $Re$ . (Potter dan Wiggert 1998).

2. Menghitung nilai  $K_L$

Dengan menggunakan prinsip yang sama pada persamaan 3.1 dan 3.2, selanjutnya diperoleh :

$$\frac{\Delta p}{\rho g} = K_L \cdot \frac{\bar{V}^2}{2g}$$

$$K_L = \frac{\Delta p}{2\rho\bar{V}^2} \dots\dots\dots(3.6)$$

dimana :

- $\Delta p$  = perbedaan tekanan pada *fitting* perpipaan.
- $\rho$  = rapat jenis massa fluida,  $kg/m^3$
- $f$  = factor gesekan
- $L$  = panjang pipa, m
- $D$  = diameter pipa, m
- $V$  = kecepatan aliran fluida, m/s



### 3. Analisis *Head loss*

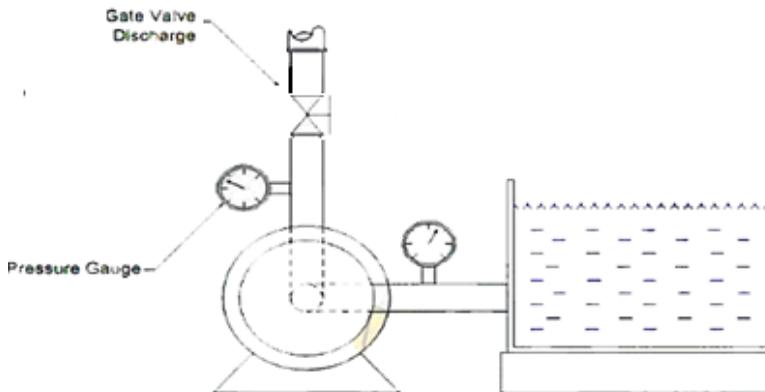
*Head loss* total yang terjadi di dalam sistem perpipaan merupakan gabungan dari *head loss* mayor dan minor yang ada. Nilai ini nantinya juga akan digunakan untuk menentukan besarnya *head pipeline* yang dimiliki sistem perpipaan.

### 3.2 Analisis Pompa

Analisis terhadap performa pompa dilakukan untuk mengetahui karakteristik kerja pompa pada setiap *impeller* nya. Beberapa parameter yang menentukan karakteristik kerja pompa adalah *head* dan efisiensi ( $\eta$ ).

#### 1. *Head Actual* Pompa ( $H_p$ )

Perhitungan *head actual* pompa melibatkan tekanan *suction* dan tekanan *discharge*. Besarnya nilai tekanan ditentukan dengan *pressure gauge*. Penggunaan alat ukur tekanan pada pompa dapat diamati pada Gambar 3.9.



**Gambar 3.9.** Pengukuran tekanan *suction* dan *discharge* pada pompa.



Berdasarkan persamaan yang ada, dengan nilai  $h_{lT}$  diasumsikan tercakup dalam nilai selisih tekanan  $p_2 - p_1$  dan  $z_2 - z_1 = h_g$ , maka:

$$H_P = \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + \frac{\bar{V}_2^2 - \bar{V}_1^2}{2g} + h_g \dots\dots\dots(3.7)$$

dimana:

- $H_P =$  head pompa, m
- $P_2 =$  tekanan di sisi *discharge*, N/m<sup>2</sup>
- $P_1 =$  tekanan di sisi *suction*, N/m<sup>2</sup>
- $\bar{V}_2 =$  kecepatan di sisi *discharge*, N/m<sup>2</sup>
- $\bar{V}_1 =$  kecepatan di sisi *suction*, N/m<sup>2</sup>
- $\gamma =$  berat jenis fluida, N/m<sup>3</sup>
- $h_g =$  selisih ketinggian *pressure tap*, m

## 2. Menentukan kurva $Q - H$

Perpotongan antara kurva  $Q-H$  dan *head pipeline* akan menghasilkan *working point*. Kurva  $Q-H$  dapat ditentukan dengan plot variasi nilai *head* pompa ( $H_p$ ) terhadap debit ( $Q$ ).

## 3. Efisiensi pompa ( $\eta_p$ )

Perhitungan efisiensi pompa dilakukan berdasarkan persamaan 2.9 dan 2.11. Untuk mendapatkan nilai efisiensi dilakukan perhitungan terhadap nilai daya hidrolik ( $WHP$ ) dan daya poros ( $BHP$ ).

Hasil yang diharapkan dari plot data-data diatas adalah sebuah grafik performa kerja pompa. Tipikal grafik tersebut dimodelkan seperti gambar 2.13.

## 3.3. Contoh Perhitungan

### 3.3.1 Perhitungan Head Pompa

Dalam contoh ini, perhitungan dilakukan pada nilai debit  $Q = 20 \text{ L/min}$  dengan impeller terpotong 0% dari diameter asli.



### Tugas Akhir Konversi Energi

Persamaan 3.7 digunakan untuk dapat menentukan nilai head dari pompa. Ada beberapa parameter yang diperlukan untuk memperoleh nilai *head* dari pompa, yaitu :

- Kecepatan fluida pada pipa discharge dan suction,  $\bar{V}_D$  dan  $\bar{V}_S$
- Berdasarkan persamaan  $Q = V A$ , maka nilai  $V$  dapat dihitung

sebagai berikut :  $V = \frac{4Q}{\pi D^2}$  dimana  $D_{dis} = 1$  in dan  $D_{suc} = 1$  in, Sehingga  $\Delta V = 0$

- Perhitungan *Head* Pompa ( $H_p$ )

$H_p$  dapat dihitung dengan data awal pada nilai  $Q = 20$  L/min, diketahui

$$P_{dis} = 1.79 \frac{Kg}{cm^2} \left| \frac{1000000 cm^2}{m^2} \right| \left| \frac{9,80665 N}{Kg} \right| = 175539.0 \text{ N/m}^2$$

$$P_{suc} = 0 \qquad h_g = 0.2$$

Maka

$$H_p = \frac{(175539.0) \text{ N/m}^2}{997 \frac{kg}{m^3} \cdot 9,81 \text{ m/det}^2} + 0.2 \text{ m}$$

$$H_p = 18.04 \text{ m}$$

Data hasil perhitungan dengan variasi debit minimum hingga maksimal tertera pada tabel pada lampiran.

### 3.3.2 Perhitungan Daya Pompa

Perhitungan terhadap daya pompa berkaitan dengan efisiensi pompa melibatkan daya hidrolis (*WHP*) dan daya input ( $P_{in}$ ). Perhitungan terhadap daya pompa meliputi :

- Daya Hidrolis (*WHP*)

$$WHP = 997 \frac{m}{s^2} \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} \cdot 20 \frac{L}{min} \left| \frac{10^{-3} m^3}{1L} \right| \left| \frac{1 min}{60s} \right| 18.04 \text{ m}$$

$$WHP = 58.51 \text{ watt}$$

- Daya Input ( $P_{in}$ )

Berdasarkan persamaan 2.14,  $P_{in}$  dapat dihitung dengan data awal pada nilai  $Q = 20$  Liter / Menit, diketahui

$$V = 97 \text{ Volt}$$



$$I = 1,97 \text{ Ampere}$$

maka

$$P_{in} = (97 \text{ Volt} \cdot 1,97 \text{ Ampere})$$

$$P_{in} = 169.6 \text{ watt}$$

○ Efisiensi Pompa ( $\eta_p$ )

Berdasarkan nilai WHP dan  $P_{in}$  diatas, efisiensi pompa adalah:

$$\eta_p = \frac{WHP}{P_{in}} = \frac{58,51}{169,6} \times 100\% = 34,49\%$$

Data hasil perhitungan, menampilkan perhitungan daya pompa beserta efisiensi dengan variasi debit minimal hingga maksimal tertera pada tabel pada lampiran.



*Halaman ini sengaja dikosongkan*



---

## BAB 4

### ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

Percobaan ini ditujukan untuk mengetahui performa pompa sentrifugal *singe stage* interdab MQC 175 pada sistem perpipaan CUSSON *friction loss in pipe apparatus*. Peneliti diharapkan memahami dan dapat menjelaskan fenomena yang terjadi pada fluida di sistem perpipaan dan pompa sesuai dengan teori – teori yang didapatkan pada bangku perkuliahan. Hal ini juga berguna bagi peneliti untuk mempersiapkan diri ketika lulus dari bangku perkuliahan dan masuk ke dunia kerja.

Percobaan ini dilakukan pada sistem perpipaan dan pompa meliputi variasi debit yang diatur oleh *Rotatometer*, dan performa pompa dengan memvariasikan ukuran diameter impeller dengan mentrimming diameter impeller. Untuk performa dari Pompa Sentrifugal ditunukan dalam kurva karakteristik kera yang meliputi *Head Pompa*, *Head Pipeline*, dan *Efisiensi* yang diperoleh dari daya pompa.

#### 4.1 Analisis Berdasarkan Eksperimen

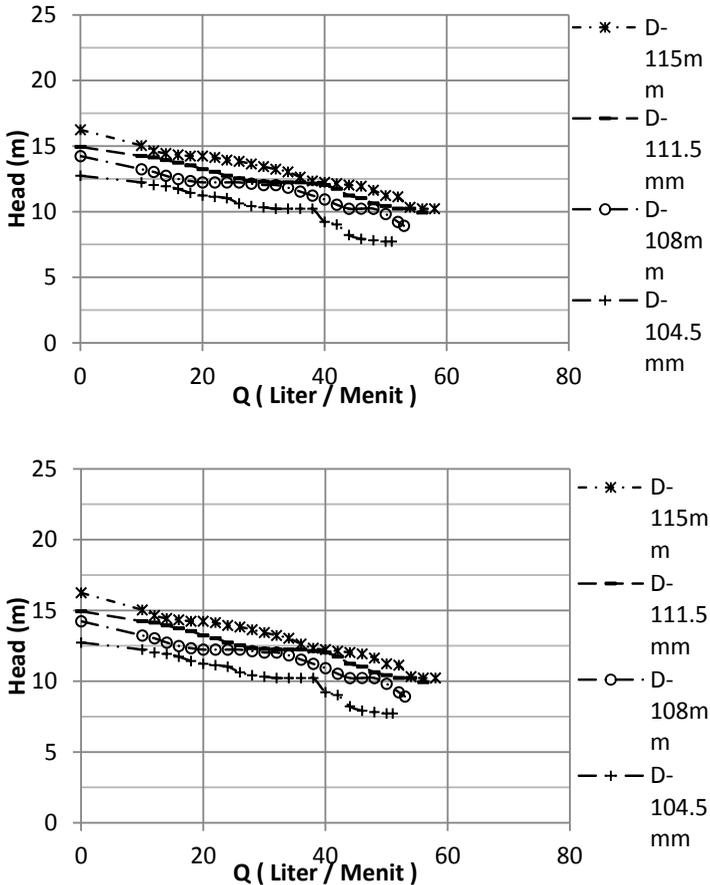
##### 4.1.1 Analisis Grafik Head terhadap Debit pada Kecepatan Konstan

Analisis terkait nilai head dengan menggunakan impeller bawaan dari pabrik diameter 129 mm, dengan variasi ukuran diameter impeller yang terpotong 0%, 2.71%, 5.42%, 8.13%, 10.84%, 13.5%, 16.26% dan 18.97% dari diameter impeller asli diuji pada pompa interdab MQC 175 pada alat CUSSON *friction loss in pipe apparatus*. Hasil eksperimen ini didapatkan pengolahan data berupa grafik Head terhadap Debit dimana pada sumbu absis menyatakan Debit aliran ( $Q$ ) dalam Liter/Menit sedangkan pada ordinat menunjukkan Head dalam meter seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.1.

Berdasarkan Gambar 4.1 menunjukkan bahwa nilai head memiliki kecenderungan turun seiring dengan semakin tingginya nilai debit dan dengan berkurangnya diameter juga terlihat bahwa nilai head akan turun, didapatkan bahwa impeller yang terpotong



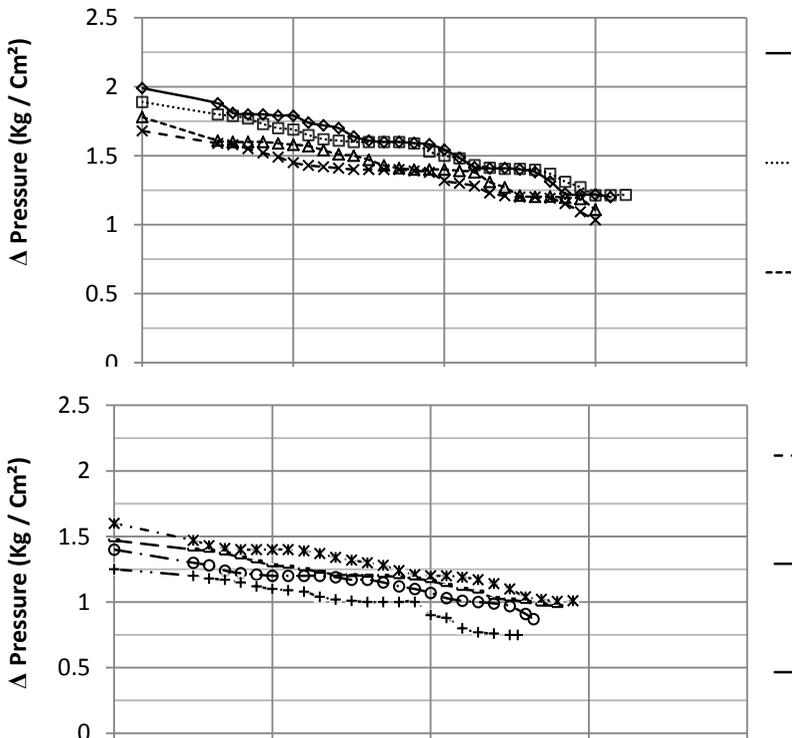
0% dari diameter asli atau diameter 129 mm mempunyai nilai head maksimal yaitu 19.95 meter pada debit 0 liter / menit atau pada kondisi *shut – off*, sedangkan impeller yang terpotong 18.97% dari diameter asli atau diameter 104.5 mm mempunyai nilai head terendah yaitu 12.73 meter pada debit 0 liter/menit atau pada kondisi *shut – off*.



Gambar 4.1 Grafik Head terhadap debit untuk tiap impeller



Nilai head cenderung turun sesuai dengan perumusan ;  
$$H = \left( \frac{P_d - P_s}{\gamma} \right) + \left( \frac{V_d^2 - V_s^2}{2g} \right)$$
; dimana  $P_d$  adalah pressure aliran saat discharge,  $P_s$  adalah pressure aliran saat suction,  $V_d$  adalah kecepatan aliran saat discharge,  $V_s$  adalah kecepatan aliran saat suction,  $\gamma$  adalah berat jenis fluida, semakin kecil diameter maka tekanan discharge akan semakin turun sehingga nilai head akan turun. Penurunan nilai tekanan discharge terlihat pada gambar 4.2.



Gambar 4.2 Grafik tekanan discharge dan suction terhadap debit untuk tiap tiap impeller



---

Berdasarkan gambar 4.2, dengan berkurangnya diameter terlihat bahwa tekanan dari pompa juga akan turun, didapatkan impeller asli bawaan pabrik atau terpotong 0% dengan diameter 129 mm mempunyai nilai tekanan maksimal  $1.9 \text{ Kg/Cm}^2$  pada kondisi *shut - off*, sedangkan impeller yang terpotong 18.97% dari diameter asli mempunyai nilai tekanan minimal  $1.24 \text{ Kg/Cm}^2$  pada kondisi *shut - off*. Penurunan nilai tekanan juga diakibatkan oleh celah antara casing dengan impeller, celah tersebut menyebabkan terjadinya sirkulasi aliran, jarak antara impeller dan casing yang semakin besar menyebabkan meningkatnya turbulensi pada aliran, saat turbulensi aliran meningkat akan menyebabkan timbulnya kerugian energi pada aliran sehingga nilai tekanan akan menurun.

#### 4.1.2 Analisis Grafik Daya dengan Ukuran Diameter Impeller.

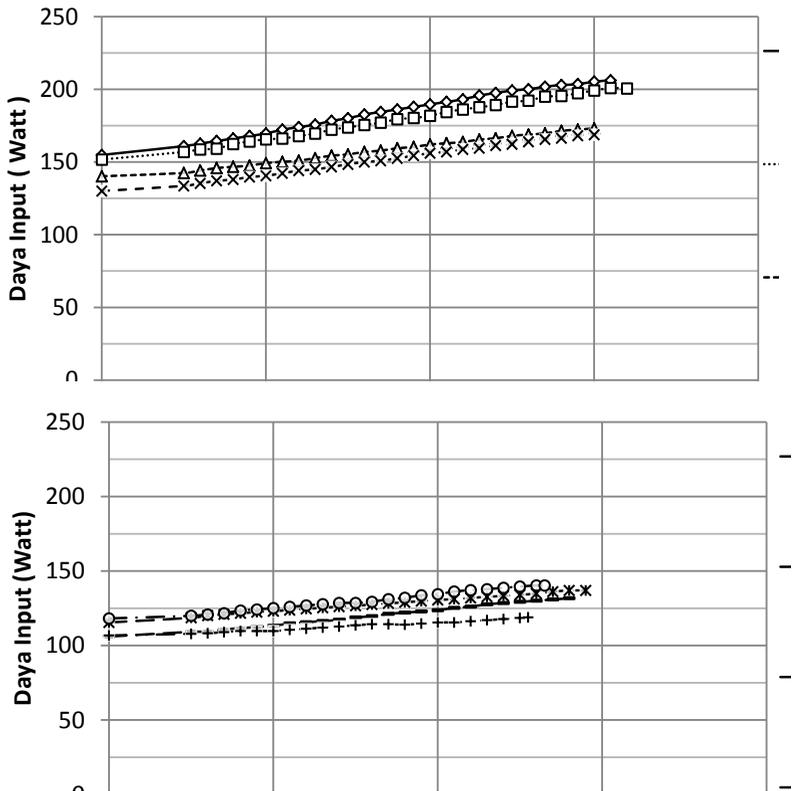
Ketika 8 buah impeller diuji pada pompa setrifugal dengan memvariasikan ukuran diameter impeller menghasilkan grafik daya input ( $P_{in}$ ) terhadap debit. Hasil eksperimen didapat pengolahan data berupa grafik daya input terhadap debit seperti pada gambar 4.3 dan gambar 4.4. Pada sumbu absis menyatakan daya input dalam watt dan pada sumbu ordinat menyatakan debit ( $Q$ ) dalam Liter/Menit.

Berdasarkan grafik 4.3, terlihat bahwa trendline untuk masing – masing impeller adalah sama, seiring dengan meningkatnya debit maka nilai daya input akan cenderung meningkat sesuai dengan rumusan;  $P_{in} = V I$ ; dimana  $P_{in}$  adalah daya input,  $V$  adalah tegangan,  $I$  adalah arus listrik, sehingga apabila debit ( $Q$ ) naik maka nilai arus ( $I$ ) akan meningkat sehingga nilai dari daya input akan semakin meningkat. Dengan berkurangnya diameter terlihat bahwa nilai dari daya input juga akan semakin menurun. Terlihat bahwa impeller asli atau terpotong 0% atau diameter 129 mm mempunyai nilai daya tertinggi pada kondisi maksimal 206.9 watt pada debit 62 liter/menit sedangkan impeller yang terpotong 18.97% atau

---



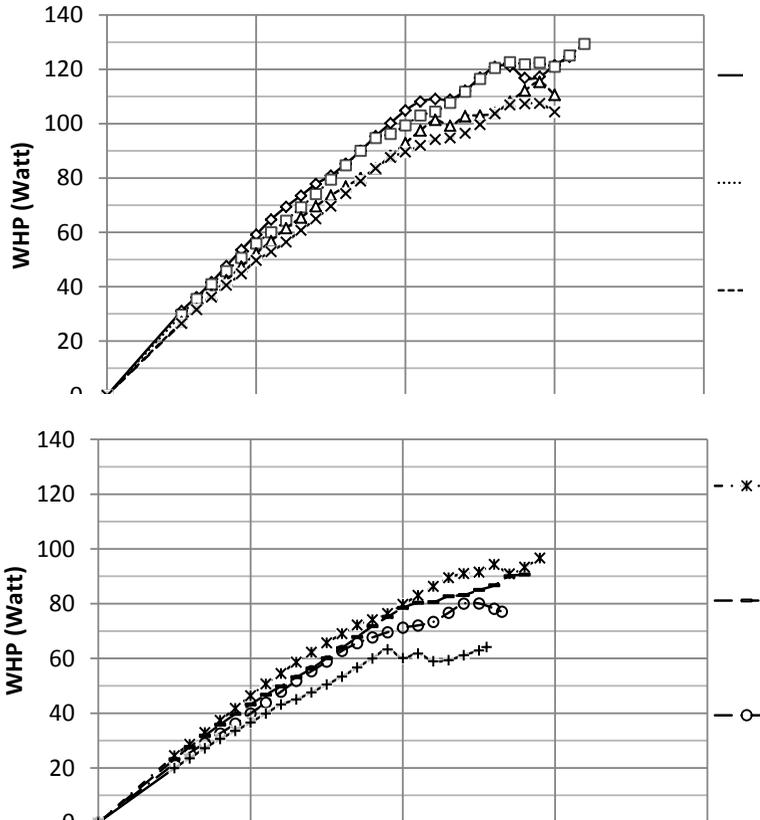
diameter 104.5mm mempunyai daya terendah pada kondisi maksimal 118.91 watt, akan tetapi pada impeller yang terpotong 16.26% atau diameter 108mm memiliki daya tinggi dibandingkan impeller yang terpotong 10.84% atau diameter 115mm, kemudian turun kembali pada impeller yang terpotong 18.97% atau diameter 104.5mm. Hal ini terjadi dikarenakan adanya sirkulasi pada aliran diantara casing dan impeller sehingga daya pada diameter impeller tertentu meningkat.



Gambar 4.3 Grafik Daya input terhadap debit untuk diameter 129mm, 125.5mm, 122mm, 118.5mm, 115mm, 111.5mm, 108mm, 104.5mm.



Berdasarkan eksperimen didapat pengolahan data berupa grafik daya hidrolis ( $WHP$ ) terhadap debit seperti gambar 4.4. Pada sumbu absis menyatakan daya hidrolis dalam ( $WHP$ ) watt dan pada sumbu ordinat menyatakan debit ( $Q$ ) liter/menit.



Gambar 4.4 Grafik WHP terhadap Debit untuk diameter 129mm, 125.5mm, 122mm, 118.5mm, 115mm, 111.5mm, 108mm, 104.5mm.



Berdasarkan gambar 4.5, trendline untuk masing - masing impeller adalah sama, seiring dengan meningkatnya debit maka nilai dari daya hidrolik akan cenderung meningkat hal ini sudah sesuai dengan rumusan ;  $WHP = \gamma QH$  ; dimana  $WHP$  adalah daya hidrolik,  $\gamma$  adalah berat jenis fluida,  $Q$  adalah debit,  $H$  adalah head, dari perumusan tersebut maka  $Q \propto WHP$ , dengan meningkatnya debit maka nilai daya hidrolik juga akan meningkat. Berkurangnya diameter dari impeller menyebabkan nilai dari daya hidrolik semakin berkurang dikarenakan nilai head semakin berkurang, hal ini sesuai dengan rumusan ;  $H = \left( \frac{P_d - P_s}{\gamma} \right) + \left( \frac{V_d^2 - V_s^2}{2g} \right)$  ; dimana  $P_d$  adalah pressure aliran saat discharge,  $P_s$  adalah pressure aliran saat suction,  $V_d$  adalah kecepatan aliran saat discharge,  $V_s$  adalah kecepatan aliran saat suction,  $\gamma$  adalah berat jenis fluida, dengan berkurangnya diameter impeller maka nilai dari head akan berkurang ( $WHP = \gamma QH$ ) dari rumusan ini kita bisa mendapatkan korelasi bahwa dengan berkurangnya diameter impeller maka nilai dari daya hidrolik juga akan berkurang.

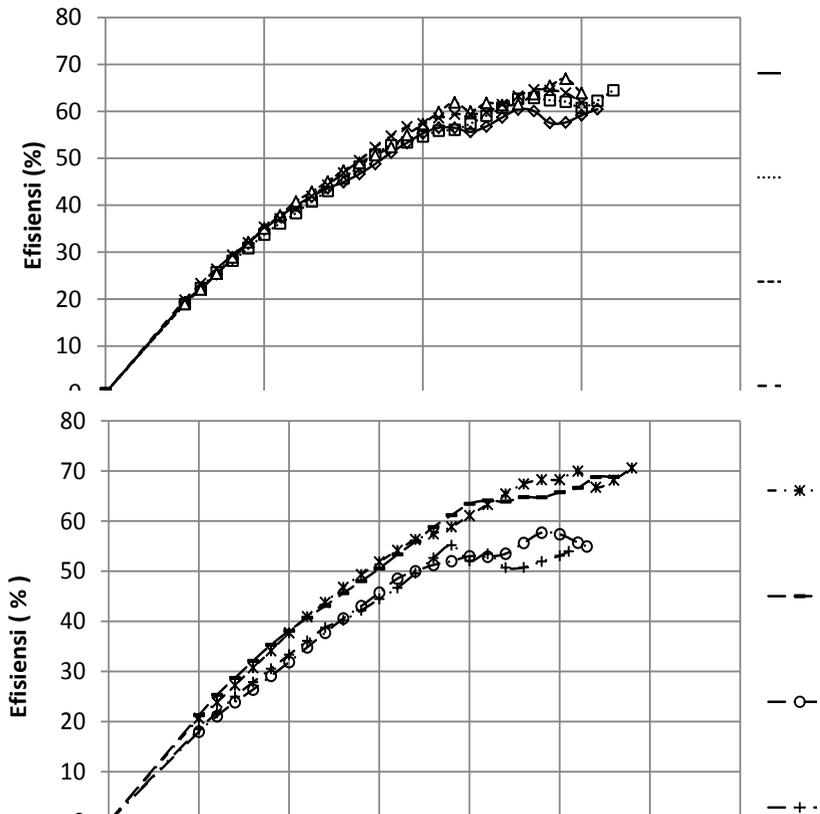
#### 4.1.3 Analisis Grafik Efisiensi dengan Variasi Ukuran Diameter Impeller.

Analisis terkait nilai efisiensi dengan memvariasikan diameter dari impeller, menghasilkan grafik efisiensi terhadap debit, dengan variasi diameter yang terpotong 0%, 2.71%, 5.42%, 8.13%, 10.84%, 13.55%, 16.26% dan 18.97%. Hasil eksperimen didapat pengolahan data berupa efisiensi terhadap debit seperti pada gambar 4.6 pada sumbu absis menyatakan efisiensi dalam % dan pada sumbu ordinat menyatakan debit ( $Q$ ) dalam Liter/Menit.

Berdasarkan gambar 4.6 trendline untuk masing - masing impeller adalah sama, seiring dengan meningkatnya debit maka nilai dari efisiensi cenderung meningkat lalu kemudian turun hingga titik tertentu, hal ini diakibatkan oleh bertambahnya debit tidak sesuai dengan kenaikan nilai head sesuai dengan persamaan



;  $efisiensi = \frac{WHP}{BHP} = \frac{\gamma Q H}{P_{in}}$  ; dimana  $WHP$  adalah daya hidrolik dan  $P_{in}$  adalah daya input. Dari gambar 4.5 terlihat bahwa dengan berkurangnya diameter maka nilai efisiensi meningkat dan kemudian turun pada impeller terpotong 13.55% atau diameter 111.5mm, impeller yang terpotong 10.84% atau diameter 115mm asli mempunyai efisiensi tertinggi sedangkan efisiensi terendah terdapat pada impeller yang terpotong 18.97%. atau diameter 104.5mm.



Gambar 4.5 Grafik Efisiensi terhadap Debit untuk tiap diameter Impeller



#### 4.1.4 Analisis Grafik Karakteristik Kerja dengan Variasi Ukuran Diameter Impeller.

Analisis terkait grafik karakteristik kerja pompa diperoleh berdasarkan proses perhitungan yang menggunakan hasil eksperimen dan teori yang ada dengan variasi ukuran diameter impeller yang telah ditentukan Hasil eksperimen didapat pengolahan data berupa grafik karakteristik kerja pompa seperti pada gambar 4.6 pada sumbu absis primer yang terletak pada kiri grafik menyatakan head dalam meter, pada sumbu absis sekunder yang terletak pada kanan grafik menyatakan efisiensi dan pada sumbu ordinat menyatakan debit ( $Q$ ) dalam Liter / Menit.

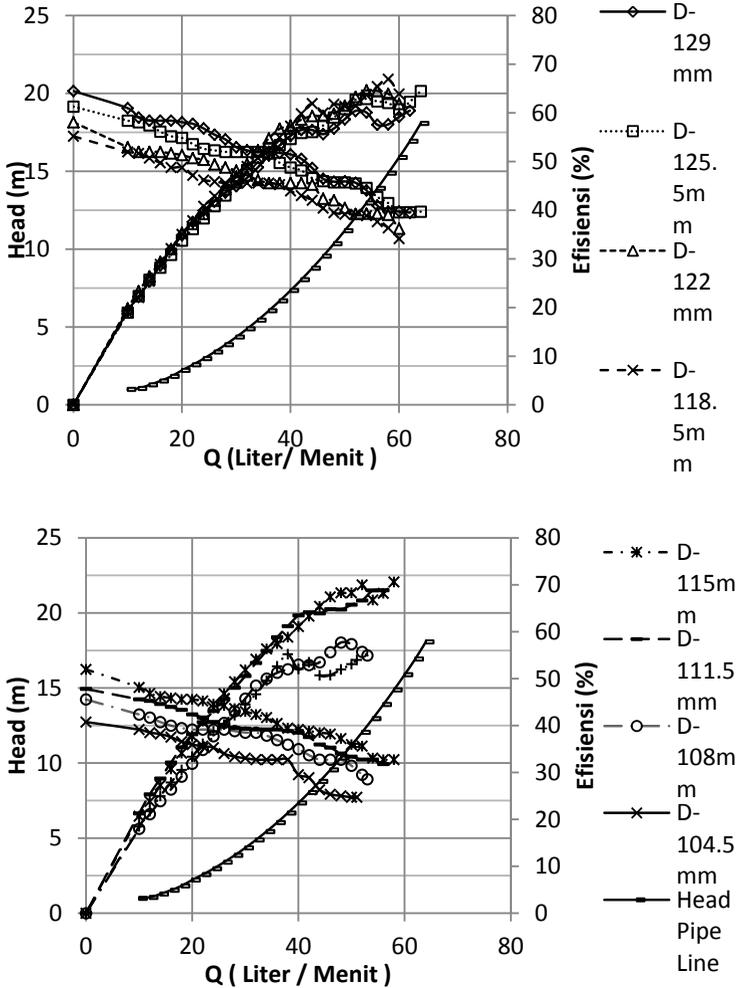
Secara umum, trendline grafik head, efisiensi dan Hpl untuk setiap impeller adalah sama. Dengan semakin berkurangnya diameter, maka nilai head akan semakin turun. Seiring dengan bertambahnya debit maka akan menurunkan nilai head. Untuk grafik efisiensi akan terus naik hingga mencapai titik maksimum lalu mengalami penurunan dan untuk grafik head pipe line cenderung naik seiring dengan bertambahnya debit.

Berdasarkan gambar 4.6 dengan berkurangnya diameter impeller maka akan menggeser titik kerja operasi atau *operating point* dan *best efficiency point* atau *BEP* dari sebuah pompa pada debit yang lebih rendah. Hal ini sesuai dengan rumusan ;

$$H = \left( \frac{P_d - P_s}{\gamma} \right) + \left( \frac{v_d^2 - v_s^2}{2g} \right) ; \quad \text{efisiensi} = \frac{WHP}{BHP} = \frac{\gamma Q H}{P_{in}} ;$$

dengan berkurangnya diameter impeller maka nilai head akan turun dan debit maksimal yang dihasilkan oleh impeller akan berkurang sehingga titik operasi atau *operating point* dan *best efficiency point* atau *BEP* dari sebuah pompa akan bergeser pada debit yang lebih rendah.

---



Gambar 4.6 Grafik Karakteristik Kerja Pompa untuk Impeller untuk diameter 129mm, 125.5mm,122mm, 118.5mm,115mm, 111.5mm, 108mm, 104.5mm



Pada impeller yang terpotong 10.84% atau diameter 115mm mempunyai efisiensi tertinggi dibandingkan impeller lainnya, impeller berdiameter 115mm pada titik operasinya atau pada debit 50 Liter / Menit menghasilkan head yang lebih rendah yaitu 11.02 m dan daya input yang dihasilkan lebih rendah yaitu 134.05 watt akan tetapi efisiensi yang dihasilkan lebih tinggi 67.06% jika dibandingkan dengan impeller asli yang terpotong 0% atau diameter 129 mm pada debit 50 Liter / Menit yang mempunyai nilai head 14.14 m daya input 199.3 watt dan efisiensi 57.87% sehingga daya yang bisa di hemat atau perbedaan daya input yang dihasilkan adalah 65.25 watt atau 32% dari impeller aslinya. Berikut adalah menunjukkan nilai head dan daya input pada kondisi *shut – off* serta *BEP* untuk masing masing impeller seperti pada tabel 4.1.

**Tabel 4.1.** Nilai head dan daya Input pada kondisi *shut – off* serta *BEP* untuk masing masing impeller.

Diameter	Head (m)	Daya Input (Watt)	<i>BEP</i>
129	19.95	154.86	59,55%
125.5	18.95	151.742	61.97%
122	17.95	140.22	62.62%
118.5	17.04	130.77	63.54%
115	16.04	115.5	68.71%
111.5	14.73	105	64.47%
108	14.03	118.118	56.54%
104.5	12.533	106.737	50.62%



---

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

---



**LAMPIRAN**

**A.1 Impeller 129mm dengan variasi debit**

<b>IMPELLER 1</b>							
Debit ( Q )	PENGAMBILAN			Head Pompa	Daya Input (P <sub>in</sub> )	Daya Hidrolik	efisiensi
	Δpressure	AMPERE	VOLT				
0	1.99	1.78	87	19.95306	154.86	0	0
10	1.88	1.84	87	18.85013	160.95	30.7275	19.09133478
12	1.81	1.86	87	18.24853	162.69	35.69621	21.94124163
14	1.8	1.88	87	18.048	164.43	41.18793	25.04891443
16	1.8	1.9	87	18.048	166.17	47.07192	28.32756815
18	1.79	1.92	87	18.048	167.91	52.95591	31.5382705
20	1.79	1.94	87	17.94773	169.65	58.51301	34.49042833
22	1.74	1.97	87	17.84746	172.26	64.00474	37.15588974
24	1.72	1.99	87	17.54666	174	68.64655	39.45204023
26	1.7	2.01	87	17.1456	175.74	72.66728	41.34930949
28	1.64	2.03	87	16.8448	178.35	76.88414	43.10857079
30	1.61	2.05	87	16.34346	180.09	79.9242	44.38014187
32	1.6	2.07	87	16.14293	182.7	84.20643	46.09000255
34	1.6	2.1	87	16.04266	184.44	88.91363	48.20734476
36	1.59131	2.12	87	16.0558	186.18	94.22092	50.60743381
38	1.58272	2.14	87	15.96967	187.92	98.9219	52.64043284
40	1.54408	2.16	87	15.88304	189.66	103.5635	54.60479501
42	1.48544	2.19	87	15.59588	191.4	106.7756	55.7866195
44	1.4168	2.21	87	15.00791	193.14	107.643	55.73315761
46	1.40816	2.23	87	14.31968	195.75	107.3752	54.85324837
48	1.40952	2.25	87	14.13279	197.49	110.5814	55.99339433
50	1.40088	2.27	87	14.14642	199.23	115.3001	57.87283689
52	1.38224	2.28	87	14.05979	200.1	119.1777	59.55908701
54	1.3136	2.3	87	13.57209	201.84	119.4685	59.18972105
56	1.22631	2.31	87	12.5966	202.971	114.9885	56.65265628
58	1.21767	2.32	87	12.20917	203.58	115.4322	56.70115625
60	1.21903	2.33	87	12.22281	205.32	119.546	58.22423802
62	1.20039	2.34	87	12.13618	206.19	122.6553	59.48655834



## A.2 Impeller 125.5mm dengan variasi debit

IMPELLER 2							
Debit (Q)	PENGAMBILAN			Head Pompa	Daya Input	Daya Hidrolik	efisiensi
	$\Delta$ pressure	AMPERE	VOLT				
0	1.89	1.74	87.2	18.9504	151.728	0	0
10	1.8	1.8	87.2	18.048	156.96	29.41995	18.743597
12	1.79	1.82	87.2	17.94773	158.704	35.10781	22.121564
14	1.77	1.83	87	17.7472	159.21	40.50146	25.43902
16	1.73	1.86	87.3	17.34613	162.378	45.24135	27.861746
18	1.7	1.88	87.3	17.04533	164.124	50.01392	30.473249
20	1.69	1.9	87.2	16.94506	165.68	55.24413	33.343873
22	1.65	1.91	87	16.544	166.17	59.33023	35.704539
24	1.62	1.93	87	16.2432	167.91	63.54709	37.845925
26	1.61	1.95	87	16.14293	169.65	68.41773	40.328752
28	1.6	1.98	87	16.04266	172.26	73.22299	42.507249
30	1.6	2	86.9	16.04266	173.8	78.4532	45.139931
32	1.6	2.02	86.9	16.04266	175.538	83.68341	47.672534
34	1.6	2.04	86.8	16.04266	177.072	88.91363	50.213262
36	1.59	2.07	86.7	15.9424	179.469	93.55544	52.129026
38	1.53	2.08	86.7	15.3408	180.336	95.02644	52.694104
40	1.5	2.1	86.6	15.04	181.86	98.0665	53.924172
42	1.48136	2.13	86.6	14.8531	184.458	101.6903	55.129218
44	1.43204	2.15	86.6	14.35859	186.19	102.9858	55.312196
46	1.41272	2.17	86.5	14.16487	187.705	106.2144	56.585806
48	1.40476	2.19	86.4	14.08506	189.216	110.2079	58.244502
50	1.4054	2.22	86.3	14.09148	191.586	114.8522	59.948126
52	1.39816	2.23	86.2	14.01888	192.226	118.831	61.818365
54	1.36952	2.26	86.3	13.73172	195.038	120.8736	61.9744
56	1.31156	2.27	86.1	13.15057	195.447	120.0454	61.420961
58	1.27224	2.29	86.2	12.75632	197.398	120.6053	61.097539
60	1.2136	2.3	86.6	12.16836	199.18	119.0135	59.751734
62	1.21459	2.32	86.6	12.17829	200.912	123.0809	61.261121
64	1.21699	2.33	86.1	12.20235	200.613	127.3023	63.456679



## A.3 Impeller 122mm dengan variasi debit

IMPELLER 3							
Debit (Q)	PENGAMBILAN			Head Pompa	Daya Input	Daya Hidrolik	efisiensi
	$\Delta$ pressure	AMPERE	VOLT				
0	1.78	1.64	85.5	17.94773	140.22	0	0
10	1.61	1.67	85.3	16.34346	142.451	26.6414	18.70214963
12	1.6	1.69	85.3	16.04266	144.157	31.38128	21.76882149
14	1.6	1.71	85.3	16.04266	145.863	36.61149	25.09991796
16	1.6	1.72	85.3	16.04266	146.716	41.84171	28.51884366
18	1.59	1.73	85.3	15.9424	147.569	46.77772	31.69888018
20	1.58	1.75	85.3	15.84213	149.275	51.64836	34.59946854
22	1.57	1.76	85.3	15.6416	150.128	56.09404	37.36414127
24	1.54	1.77	85.3	15.54133	150.981	60.80123	40.27078242
26	1.51	1.79	85.3	15.24053	152.687	64.59313	42.30427912
28	1.5	1.81	85.3	15.04	154.393	68.64655	44.46221655
30	1.47	1.82	85.3	14.83946	155.246	72.56921	46.74465687
32	1.43	1.84	85.3	14.53866	156.952	75.83809	48.31929082
34	1.41	1.85	85.3	14.23786	157.805	78.91084	50.00528733
36	1.4	1.87	85.3	14.03733	159.511	82.37586	51.64274564
38	1.4	1.88	85.3	14.03733	160.364	86.9523	54.22183075
40	1.4	1.9	85.3	14.03733	162.07	91.52873	56.47481541
42	1.39	1.91	85.3	14.03733	162.923	96.10517	58.98809253
44	1.38	1.92	85.3	13.93706	163.776	99.96245	61.03608119
46	1.31	1.94	85.3	13.03466	165.482	97.73961	59.063591
48	1.27	1.95	85.3	12.9344	166.335	101.2046	60.84385607
50	1.21122	1.97	85.3	12.4453	168.041	101.4351	60.36329484
52	1.20258	1.98	85.3	12.05787	168.894	102.2084	60.51632189
54	1.20449	1.99	85.3	12.07702	169.747	106.3081	62.62738471
56	1.19557	2.01	85.3	12.08785	171.453	110.3443	64.35833438
58	1.1868	2.02	85.3	11.99991	172.306	113.4538	65.84436272
60	1.10816	2.03	85.3	11.11115	173.159	108.6734	62.75929789



## A.4 Impeller 118.5 mm dengan variasi debit

IMPELLER 4							
Debit (Q)	PENGAMBILAN			Head Pomba	Daya Input	Daya Hidrolik	efisiensi
	$\Delta$ pressure	AMPERE	VOLT				
0	1.68	1.49	86	17.04533	130.077	0	0
10	1.59	1.53	86	16.04266	133.569	26.15107	19.5786947
12	1.58	1.55	86	15.9424	135.315	31.18515	23.0463341
14	1.55	1.57	86	15.6416	137.061	35.69621	26.0440286
16	1.52	1.58	86	15.3408	137.934	40.01113	29.007447
18	1.49	1.6	86	15.04	139.68	44.12993	31.5935889
20	1.45	1.61	86	15.04	140.553	49.03325	34.8859505
22	1.43	1.63	86	14.53866	142.299	52.13869	36.6402358
24	1.42	1.65	86	14.23786	144.045	55.70177	38.6697018
26	1.41	1.66	86	14.1376	144.918	59.91863	41.3465763
28	1.4	1.68	86	14.03733	146.664	64.07011	43.6849625
30	1.4	1.7	86	14.03733	148.41	68.64655	46.2546661
32	1.4	1.72	86	14.03733	149.984	73.22299	48.820532
34	1.4	1.73	86	14.03733	150.856	77.79942	51.5719781
36	1.39	1.75	86	14.03733	152.6	82.37586	53.9815596
38	1.38	1.77	86	13.93706	154.344	86.33121	55.9342824
40	1.32	1.79	86	13.536	156.088	88.25985	56.5449298
42	1.3	1.8	86	13.2352	156.96	90.61345	57.7302791
44	1.28	1.82	86	12.9344	158.704	92.77091	58.4553061
46	1.23	1.83	86	12.43306	159.576	93.22855	58.4226655
48	1.21	1.85	86	12.13226	161.32	94.92837	58.8447632
50	1.2	1.86	86	12.032	162.192	98.0665	60.4632164
52	1.20054	1.88	86	12.03741	163.936	102.0351	62.2407861
54	1.1915	1.9	86	11.94677	165.49	105.1616	63.5455987
56	1.15245	1.91	86	11.55523	166.361	105.4823	63.4056592
58	1.09353	1.93	86	11.16499	168.103	105.56	62.7948282
60	1.03408	1.94	86	10.46864	168.78	102.3893	60.664339



## A.5 Impeller 115 mm dengan variasi debit

IMPELLER 5							
Debit ( Q )	PENGAMBILAN			Head Pompa	Daya Input	Daya Hidrolik	efisiensi
	$\Delta$ pressure	MPER	VOLT				
0	1.6	1.5	77	16.04266	116	0	0
10	1.47	1.54	77	14.83946	119	24.18974	20.39951
12	1.43	1.56	77	14.4384	120	28.24315	23.51245
14	1.41	1.57	77	14.23786	121	32.4927	26.87791
16	1.4	1.58	77	14.1376	122	36.873	30.30824
18	1.4	1.59	77	14.03733	122	41.18793	33.64202
20	1.4	1.6	76.9	14.03733	123	45.76437	37.19471
22	1.4	1.61	76.9	13.93706	124	49.98123	40.36962
24	1.39	1.62	76.9	13.73653	125	53.74044	43.13799
26	1.37	1.63	76.9	13.63626	125	57.79386	46.10709
28	1.34	1.64	76.9	13.43573	126	61.32425	48.62527
30	1.32	1.65	76.8	13.2352	127	64.72389	51.0763
32	1.3	1.66	76.8	13.03466	127	67.99277	53.33268
34	1.28	1.67	76.8	12.83413	128	71.1309	55.4601
36	1.24	1.68	76.8	12.43306	129	72.96148	56.54876
38	1.21	1.69	76.8	12.13226	130	75.15163	57.90159
40	1.2	1.7	76.8	12.032	131	78.4532	60.08977
42	1.2	1.71	76.7	11.93173	131	81.68939	62.28367
44	1.19	1.72	76.7	11.83146	132	84.86021	64.32507
46	1.17	1.73	76.7	11.7312	133	87.96565	66.29361
48	1.14	1.74	76.6	11.4304	133	89.43665	67.10231
50	1.1	1.75	76.6	11.02933	134	89.89429	67.06027
52	1.04	1.76	76.6	10.92906	135	92.64015	68.71599
54	1.02	1.78	76.5	10.12693	136	89.14245	65.46409
56	1	1.79	76.5	10.02667	137	91.52873	66.84101
58	1	1.79	76.5	10.02667	137	94.79762	69.22819



## A.6 Impeller 111.5 mm dengan variasi debit

IMPELLER 6							
Debit (Q)	PENGAMBILAN			Head Pompa	Daya Input	Daya Hidrolik	efisiensi
	$\Delta$ pressure	AMPERE	VOLT				
0	1.47	1.32	80.3	14.7392	105.996	0	0
10	1.4	1.36	80.3	14.03733	109.208	22.88218	20.95284533
12	1.39	1.36	80.3	13.93706	109.208	27.26249	24.96381858
14	1.37	1.38	80.3	13.73653	110.814	31.34859	28.28937785
16	1.34	1.39	80.3	13.536	111.617	35.30394	31.62953672
18	1.31	1.4	80.3	13.33546	112.42	39.12853	34.80566936
20	1.28	1.41	80.3	13.03466	113.223	42.49548	37.53255375
22	1.27	1.43	80.3	12.83413	114.829	46.02588	40.08210237
24	1.25	1.44	80.3	12.53333	115.632	49.03325	42.40456794
26	1.23	1.45	80.3	12.3328	116.435	52.26944	44.89152274
28	1.21	1.46	80.3	12.13226	117.238	55.37488	47.23287984
30	1.205	1.48	80.3	12.08213	118.844	59.08507	49.71649074
32	1.2	1.49	80.3	12.032	119.647	62.76256	52.4564427
34	1.2	1.51	80.3	12.032	121.253	66.68522	54.99675884
36	1.19	1.52	80.3	12.032	122.056	70.60788	57.84875795
38	1.18	1.53	80.3	11.93173	122.859	73.90945	60.15794705
40	1.16	1.54	80.3	11.83146	123.662	77.14565	62.38427865
42	1.13	1.56	80.3	11.53066	125.268	78.94353	63.01971174
44	1.1	1.57	80.3	11.02933	126.071	79.10698	62.74795684
46	1.08	1.59	80.3	10.8288	127.677	81.19906	63.59725088
48	1.03	1.6	80.3	10.42773	128.48	81.59133	63.50508095
50	1.02	1.61	80.3	10.2272	129.283	83.35653	64.47601386
52	1	1.62	80.3	10.02667	130.086	84.99097	65.33444542
54	0.98	1.63	80.3	10.02667	130.889	88.25985	67.43106755
56	0.97	1.64	80.3	9.725865	131.692	88.78287	67.41705748



## A.7 Impeller 108 mm dengan variasi debit

IMPELLER 7							
Debit (Q)	PENGAMBILAN			Head Pompa	Daya Input	Daya Hidrolik	efisiensi
	$\Delta$ pressure	AMPERE	VOLT				
0	1.4	1.37	88.2	14.03733	118.188	0	0
10	1.3	1.38	88.2	13.03466	119.952	21.24774	17.7135368
12	1.28	1.39	88.2	12.83413	120.834	25.10502	20.77645696
14	1.25	1.4	88.2	12.53333	121.716	28.60273	23.49956388
16	1.226	1.41	88.2	12.29269	123.48	32.06121	25.9646969
18	1.21	1.42	88.1	12.13226	124.221	35.59814	28.65710266
20	1.2	1.43	88.1	12.032	125.102	39.2266	31.35569375
22	1.2	1.44	88.1	12.032	125.983	43.14926	34.25006549
24	1.2	1.45	88.1	12.032	126.864	47.07192	37.10423761
26	1.2	1.47	88.1	12.032	127.745	50.99458	39.91904184
28	1.19	1.48	88.1	11.93173	128.626	54.4596	42.33949305
30	1.18	1.49	88.1	11.83146	128.626	57.85924	44.98253464
32	1.18	1.5	88	11.83146	129.36	61.71652	47.70911977
34	1.16	1.51	88	11.63093	131.12	64.46238	49.16288845
36	1.13	1.53	88	11.33013	132	66.48909	50.37052045
38	1.1	1.52	88	11.02933	133.76	68.31966	51.07630208
40	1.07	1.53	87.9	10.72853	134.487	69.9541	52.01551327
42	1.03	1.54	87.9	10.32747	136.245	70.70595	51.89617711
44	1	1.55	87.9	10.02667	137.124	71.91543	52.44554807
46	1	1.56	87.8	10.02667	137.846	75.18432	54.54225488
48	1	1.57	87.8	10.02667	138.724	78.4532	56.55344425
50	0.96	1.58	87.8	9.625599	139.602	78.4532	56.19776221
52	0.9	1.59	87.7	9.023999	140.32	76.49187	54.51245011
53	0.87	1.59	87.7	8.723199	140.32	75.36411	53.70874091



## A.8 Impeller 104.5 mm dengan variasi debit

IMPELLER 8							
Debit (Q)	PENGAMBILAN			Head Pompa	Daya Input	Daya Hidrolik	efisiensi
	$\Delta$ pressure	AMPERE	VOLT				
0	1.24	1.44	75.7	12.533331	106.737	0	0
10	1.2	1.45	75.7	12.031998	107.8725	19.6133	18.18193
12	1.18	1.46	75.7	11.831465	108.251	23.14369	21.37966
14	1.17	1.46	75.7	11.731198	109.008	26.77215	24.55981
16	1.14	1.46	75.7	11.530665	109.765	30.07373	27.39828
18	1.12	1.47	75.7	11.229865	109.765	32.95034	30.01899
20	1.1	1.48	75.7	11.029332	109.765	35.95772	32.75882
22	1.09	1.48	75.7	10.929065	110.522	39.19391	35.46254
24	1.06	1.48	75.7	10.828798	111.279	42.36473	38.07073
26	1.03	1.48	75.7	10.427732	112.036	44.1953	39.44741
28	1.02	1.49	75.7	10.227198	112.793	46.67965	41.38524
30	1.01	1.5	75.7	10.126932	113.55	49.52358	43.6139
32	1	1.51	75.7	10.026665	114.307	52.30213	45.75584
34	1	1.52	75.7	10.026665	114.307	55.57102	48.61558
36	0.95	1.53	75.5	10.026665	114.005	58.8399	51.61168
38	0.93	1.535	75.5	10.026665	114.76	62.10878	54.12058
40	0.9	1.545	75.5	9.0239986	115.515	58.8399	50.93702
42	0.875	1.55	75.5	8.8234653	115.515	60.40896	52.29534
44	0.84	1.56	75.5	8.0213321	116.27	57.53235	49.48168
46	0.8	1.57	75.5	7.7205321	117.025	57.89192	49.46971
48	0.78	1.57	75.5	7.6202655	117.78	59.62443	50.62356
50	0.75	1.57	75.5	7.5199988	118.535	61.29156	51.70757
51	0.75	1.57	75.5	7.5199988	118.9125	62.51739	52.57428



## BAB 5 PENUTUP

### 5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil eksperimen yang telah dilakukan, dapat disimpulkan bahwa:

1. Dengan dilakukannya trimming impeller akan menurunkan nilai head karena tekanan discharge akan semakin turun.
2. Dengan dilakukannya trimming *BEP* dan *operating point* akan bergeser ke debit yang lebih rendah seiring dengan berkurangnya ukuran diameter impeller.
3. Berdasarkan pengujian, didapatkan bahwa impeller dengan diameter 115 atau terpotong 10.84% dari impeller asli memiliki nilai efisiensi maksimum paling tinggi untuk semua ukuran diameter impeller. Impeller dengan diameter 115 atau terpotong 10.84% memiliki head dan daya input pada kondisi shut - off 16.04 m dan daya input 115.5 watt serta memiliki operating point pada debit 50 Liter/Menit dan head 14.14m.
4. Dari analisa terhadap delapan buah *impeller* terkait nilai head dan daya input oleh sistem ini seperti yang ditunjukkan oleh tabel 4.1. Impeller diameter 115 atau yang terpotong 10.84% memiliki *BEP* terbesar yaitu 68.71%.

### 5.2 Saran

Berdasarkan hasil pengujian yang telah dilakukan terhadap CUSSON Friction Loss, terdapat beberapa saran yang dapat diberikan untuk memperbaiki dan meningkatkan kembali performa dari sistem perpipaan dan pompa yang ada. Adapun saran – saran tersebut adalah sebagai berikut :

1. Perlunya pembaharuan dan pergantian pada alat ukur agar bisa memberikan hasil yang lebih representatif.
2. Perlunya dilakkan perbaikan dan penempatan selang sebagai saluran air menuju Manometer, agar dapat mendapatkan pembacaan yang baik dan akurat.



*Halaman ini sengaja dikosongkan*



DAFTAR PUSTAKA

- British Standard.1999.”*ISO 9906 Rotodynamic pumps – Hydraulic performance acceptance test – Grades 1 and 2*”. Institute Of Technology Tallaght.
- Dietzel, Fritz. 2005. “*Turbin, Pompa dan Kompresor*”. Sriyanto, Dakso. Erlangga, Jakarta.
- Fernando, Napitupulu. 2015. “Analisis & Pengujian Karakteristik Aliran Pada Cussons *Friction Loss In Pipe Apparatus & Single Stage Centrifugal Pump* “ Institute Teknologi Sepuluh Nopember, Indonesia.
- Fox, Robert W. and Mc Donald, Alan T. 1998. “*Introduction to Fluid Mechanics*”, Fifth Edition. Purdue University, New York : John Wiley and Sons.
- Karassik, Igor J. Messina, Joseph P. Cooper, Paul. Heald, Charles C. 2001. “*Pump Handbook*”, *Third Edition*. McGraw-Hill Companies, New York.
- Khetagurov, M.1965. “*Marine Auxilary Machinery and System*”. Peace Publisher, Moscow.
- Lazarkiewicz, S. and Trokolanski, A. 1965. “*Impeller Pumps*”. Pergamon Press Ltd, New York.
- Li, Wen - Guang. 2011.” *Impeller Trimming of an Industrial Centrifugal Viscous Oil Pump*”. Lanzhou Uniersity of Technology, China : Gansu.
- Parisher, Roy A. dan Robert A. Rhea, 2002. “*Pipe Drafting and Design Second Edition*”. Gulf Professional Publishing, USA.
- Potter, MerleC. And Wiggert, David C.” *Mechanics of FLUIDS*”.Prentice-Hall International INC, London
- Savar, Mario. Kozmar, Hrvoje dan Sultovic, Igor. 2009.”*Improving Centrifugal Pump Efficiency by Impeller Trimming*”.University of Zagreb, Croatia.
- Sihombing, Kenan. 2014. “Analisis dan Pengujian Karakteristik Performa Cussons *Friction Loss In Pipe Apparatus* dan



- Single Stage Centrifugal Pump*". Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Indonesia.
- Singh, Gurvinder. dan Mitchell, John W.1998."Energy Savings From Pump Impeller Trimming". ASHRAE.
- Wicaksono, Alif Arif. 2014. "Studi Pengaruh *Trimming Backward Impeller Backward Single Curvature 6 Sudu* Terhadap Karakteristik Kerja Pompa Sentrifugal FM 50". Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Indonesia.



---

## RIWAYAT PENULIS



Ridwan Adliansyah dilahirkan di Kota Jakarta pada tanggal 27 Mei 1992 dan merupakan anak ke empat dari empat bersaudara. Anak yang tidak terlalu tampan tapi cukup enak dipandang jika melihat wajahnya. Penulis telah menempuh pendidikan Sekolah Dasar di SD Dharma Karya (1998-2004), Sekolah Menengah Pertama di SMPI Al Azhar BSD (2004-2007), dan Sekolah Menengah Atas di SMAN Negeri 2 Tangerang Selatan (2007-2010). Setelah menyelesaikan Sekolah Menengah Atas, Penulis menempuh pendidikan di Jurusan Teknik Mesin FTI ITS Surabaya sebagai mahasiswa S1 (2011-2016). Penulis mengambil bidang studi Konversi Energi, khususnya pada Lab. Mekanika Fluida. Selama kuliah penulis menjadi asisten laboratorium Mekanika Fluida 1, Mekanika Fluida 2 dan menjadi koordinator dari asisten Praktikum Pompa dan Mesin Mesin Fluida. Penulis juga pernah mengikuti organisasi BEM FTI ITS Pada organisasi tersebut, penulis pernah menjabat sebagai Dewan Perwakilan Mahasiswa (2013-2014). Penulis juga pernah mengikuti kepanitiaan pada beberapa acara di Jurusan Teknik Mesin, seperti *Mechanical City* 2013 dan 2014. Pada masa perkuliahannya penulis tidak pernah melakukan pacaran dan hal hal haram lainnya. Penulis juga tertarik kepada Dota 2 dan kucing.



*Halaman ini sengaja dikosongkan*