



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

TUGAS AKHIR – TM184835

**STUDI EKSPERIMEN PENGARUH *TRIMMING*
IMPELLER TERDAHAP PERFORMA POMPA
SENTRIFUGAL PADA POMPA MQC 175
MENGUNAKAN *BRITISH STANDARD ISO 9906:1999*.**

MOCH. RIFQY ARIFULLAH

NRP 02111640000006

DOSEN PEMBIMBING

Prof. Ir. Sutardi, M.Eng., Ph.D.

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN

Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya, 2020



TUGAS AKHIR – TM184835

**STUDI EKSPERIMEN PENGARUH TRIMMING
IMPELLER TERDAHAP PERFORMA POMPA
SENTRIFUGAL PADA POMPA MQC 175 MENGGUNAKAN
BRITISH STANDARD ISO 9906:1999.**

MOCH. RIFQY ARIFULLAH

NRP 021116400000006

DOSEN PEMBIMBING

Prof. Ir. Sutardi, M.Eng., Ph.D.

PROGRAM SARJANA

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN

Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya, 2020



FINAL PROJECT – TM184835

**EXPERIMENT STUDY ON THE EFFECT OF IMPELLER
TRIMMING ON CENTRIFUGAL PUMP PERFORMANCE
ON THE MQC 175 PUMP USING BRITISH STANDARD ISO
9906: 1999.**

MOCH. RIFQY ARIFULLAH
NRP 021116400000006

SUPERVISOR
Prof. Ir. Sutardi, M.Eng., Ph.D.

UNDERGRADUATE PROGRAM
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Faculty of Industrial Technology and System Engineering
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya, 2020

HALAMAN PENGESAHAN

STUDI EKSPERIMEN PENGARUH *TRIMMING* *IMPELLER* TERHADAP PERFORMA POMPA SENTRIFUGAL PADA POMPA MQC 175 MENGUNAKAN *BRITISH STANDARD ISO 9906:1999*

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
Program Studi S-1 Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

Moch. Rifqy Arifullah
NRP. 02111640000006

Disetujui oleh:

1. Prof. Ir. Sutardi, M.Eng., Ph.D. (Pembimbing)
NIP. 196412281990031002
2. Dr. Wawan Aries Widodo, ST., MT (Penguji I)
NIP. 197104051997021001
3. Nur Ikhwan, ST., M.Eng. (Penguji II)
NIP. 196709151995121001
4. Vivien Suphandani Djanah, ST., ME. (Penguji III)
Ph.D.
NIP. 198105292003122001

SURABAYA
AGUSTUS, 2020

STUDI EKSPERIMEN PENGARUH *TRIMMING IMPELLER* TERDAHAP PERFORMA POMPA SENTRIFUGAL PADA POMPA MQC 175 MENGGUNAKAN *BRITISH STANDARD ISO 9906:1999*

Nama Mahasiswa : Moch. Rifqy Arifullah
NRP : 0211164000006
Departemen : Teknik Mesin FTIRS-ITS
Dosen Pembimbing : Prof. Ir. Sutardi, M. Eng, Ph.D.

ABSTRAK

Pompa adalah mesin yang digunakan untuk memindahkan fluida dari suatu tempat yang rendah ke tempat yang lebih tinggi, atau dari suatu tempat bertekanan rendah ke tempat yang bertekanan lebih tinggi melalui sistem perpipaan. Pompa mengubah energi mekanik dari poros yang menggerakkan sudu-sudu pada *impeller* pompa menjadi energi kinetik dan tekanan pada fluida. Putaran *impeller* menyebabkan kondisi vakum pada pusat *impeller* yang dapat menghisap fluida, kemudian fluida dialirkan melalui sudu – sudu yang ada pada *impeller*. Pada sudu – sudu ini terjadi efek diffusor yang menyebabkan tekanan aliran fluida meningkat. Banyak pompa dengan *head* besar dipasang pada sistem perpipaan yang membutuhkan *head* lebih kecil, akibatnya pompa beroperasi pada efisiensi yang rendah. *Trimming impeller* dilakukan untuk mengurangi *head* yang dihasilkan oleh pompa dan berpotensi meningkatkan efisiensi pompa untuk sistem perpipaan yang sama.

Eksperimen dilakukan untuk mengevaluasi karakteristik 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* di *trimming* pada *diameter* terluarnya sebesar 2,71% dalam 10 tahap pemotongan berdasarkan Annex B pada *British Standard ISO 9906:1999*. Pompa pada pengujian ini tersambung dengan motor MQC 175 yang dirangkai dengan alat

pengujian CUSSONS *friction loss in pipe apparatus*. Penelitian ini melibatkan pengukuran pada tekanan *suction* (P_s) dan *discharge* (P_d) pompa, tegangan (V) dan arus listrik (A) yang dibutuhkan oleh pompa, *losses* yang terjadi pada sistem perpipaan (H_{pl}) dan kapasitas aliran (Q). Parameter tersebut diukur dengan variasi diameter *impeller* dan kapasitas aliran dari 0 liter/menit hingga kapasitas maksimal. Pengukuran parameter tersebut menggunakan alat ukur *pressure gauge*, *clamp meter*, manometer U dengan fluida ukur air raksa dan rotameter. Hasil yang dicapai pada penelitian ini adalah grafik *head* pompa (H_p), grafik efisiensi (η_p), dan grafik *head pipeline* (H_{pl}) terhadap kapasitas aliran (Q) dengan variasi diameter *impeller*.

Dari penelitian yang telah dilakukan, dapat disimpulkan nilai *head* turun seiring dengan pengurangan diameter *impeller*. Namun untuk nilai efisiensi tidak selalu mengalami penurunan seiring pengurangan diameter *impeller*, efisiensi tertinggi dimiliki oleh *impeller* dengan diameter 115 mm. Operating point bergeser ke sebelah kiri seiring penurunan diameter *impeller*. *Impeller* yang terpotong melebihi *British Standard ISO 9906:1999* memiliki karakteristik *head* dan efisiensi yang sama dengan *impeller* lain.

Kata kunci: *trimming impeller, operating point, best efficiency point.*

EXPERIMENT STUDY ON THE EFFECT OF IMPELLER TRIMMING ON CENTRIFUGAL PUMP PERFORMANCE ON THE MQC 175 PUMP USING BRITISH STANDARD ISO 9906: 1999

Name : Moch. Rifqy Arifullah
NRP : 02111640000006
Departement : Mechanical Engineering FTIRS-ITS
Supervisor : Prof. Ir. Sutardi, M. Eng, Ph.D.

ABSTRACT

Pump is a machine used to move fluid from a low place to a higher place, or from a lower pressure to a higher pressure place through a piping system. The pump transforms the mechanical energy of the shaft that drives the blades in the pump impeller into kinetic energy and pressure on the fluid. The impeller round causes a vacuum condition at the center of the impeller that can suck fluid, then the fluid is flowing through the blades in the impeller. In the blades had a diffusor effect that causes fluid flow pressure to increase. Many pumps with large heads are installed on a piping system requiring a smaller head, consequently the pump operates at low efficiency. The trimming impeller is done to reduce the head generated by the pump and potentially increase the pump efficiency for the same piping system.

Experiments were conducted to evaluate the performance characteristics of pumps against the impeller geometry changes and influence on the piping system. The centrifugal pumps in this test feature a backward-type impeller with a six-piece blades. The Impeller in trimming at its outer diameter was 2.71% in 10 cutting stages based on Annex B of the British Standard ISO 9906:1999. The pumps on this test are connected with the MQC 175 motor that is assembled with CUSSONS friction loss in pipe apparatus testing equipment. This research involves the strengthening of suction pressure (P_S) and discharge (P_D) pumps, voltage (V) and electric

current (A) required by the pump, the losses that occur in the piping system (H_{PL}) and the flow Capacity (Q). These parameters are measured by variations in the impeller diameter and flow capacity from 0 liters/minute to maximum capacity. Measurement of the parameter using pressure gauge, clamp meter, manometer U with mercury and rotameter measuring fluid. The results achieved in this study are graphs of head pumps (H_p), graph efficiency (η_p), and head pipeline (H_{PL}) graphs of flow Capacity (Q) with varying diameter impeller.

From the research that has been done, can be concluded the head value decreases as the impeller diameter reduction. But for the value of efficiency does not always experience a decrease as the impeller diameter reduction, the highest efficiency is possessed by the impeller with a diameter of 115 mm. The Operating point shifts to the left as the diameter decreases the impeller. The truncated impeller exceeding the British Standard ISO 9906:1999 has the same head and efficiency characteristics as the other impeller.

Keywords: trimming impeller, operating point, best efficiency point.

KATA PENGANTAR

Segala Puji dan Syukur penulis curahkan kepada Allah SWT, karena atas limpahan rahmat dan karunia-Nya sehingga tugas akhir dengan judul **STUDI EKSPERIMEN PENGARUH TRIMMING IMPELLER TERDAHAP PERFORMA POMPA SENTRIFUGAL PADA POMPA MQC 175 MENGGUNAKAN BRITISH STANDARD ISO 9906:1999** 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. Bapak dan Ibu, Achmad Hasyim dan Siti Umila serta Kakak dan Adik, Ilyas dan Farhan, serta seluruh keluarga besar penulis yang telah memberikan kasih sayang, doa, semangat dan dukungan yang tiada hentinya sehingga penulis bisa menyelesaikan tugas akhir ini.
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.
3. Bapak Dr. Ir. Atok Setiawan, M.Eng. Sc selaku Kepala Departemen dan seluruh dosen-dosen teknik mesin FTIRS-ITS yang telah memberikan kuliah dan ilmu yang berkaitan dengan tugas akhir ini.
4. Bapak Dr. Wawan Aries Widodo, ST., MT, Bapak Nur Ikhwan, ST., M.Eng. dan Ibu Vivien Suphandani, ST, M.Eng., Ph.D., selaku dosen penguji yang telah memberikan kritik dan saran-saran tentang tugas akhir ini.
5. Rekan tugas akhir penulis, Tripitra Wira dan Septian Hidayat yang selalu memberikan dukungan dan kerja sama serta keluh kesah dalam proses penyelesaian tugas akhir ini.

6. Teman-teman Lab. Mekanika Fluida, yang telah memberikan warna dan cerita kehidupan di semester akhir penulis.
7. Segenap teman – teman angkatan 2016 teknik mesin ITS (M59) yang selalu membantu, memberikan semangat kepada 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 2020

Penulis

DAFTAR ISI

ABSTRAK	i
ABSTRACT	iii
KATA PENGANTAR	v
DAFTAR ISI	vii
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR TABEL	xiii
BAB I	1
PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	3
1.4 Batasan Masalah	4
BAB II	5
DASAR TEORI	5
2.1 Pengertian Pompa	5
2.2 Pompa Sentrifugal	5
2.3 <i>Impeller</i> Pompa	6
2.4 Segitiga Kecepatan pada <i>Impeller</i>	8
2.5 Persamaan Dasar <i>Turbomachinery</i>	10
2.4.1 Persamaan Momentum Anguler pada Pompa	11
2.4.2 Daya Poros dan Daya Fluida pada Rotor	12
2.4.3 <i>Head</i> Fluida dalam Rotor	13
2.4.4 <i>Pump law</i>	13
2.6 <i>Head</i> Efektif pada Pompa	14
2.7 <i>Circulatory Flow Effect</i> Akibat Jumlah Sudu Terbatas	15
2.8 Pengaruh Sudut Outlet <i>Impeller</i> Terhadap <i>Head</i> Pompa	17
2.9 Kecepatan Spesifik Pompa	19

2.10 Efisiensi	21
2.10.1 Efisiensi Hidraulik	21
2.10.2 Efisiensi Volumetrik	22
2.10.3 Efisiensi Mekanik	22
2.10.4 Efisiensi Overall Pompa	22
2.10.5 Break Horse Power dan Water Horse Power	23
2.11 Karakteristik Pompa Sentrifugal	25
2.12 Pengurangan Diameter Impeller	27
2.13 Head loss	28
2.13.1 Head loss Mayor	28
2.13.2 Head loss Minor	30
2.14 Penelitian Terdahulu	32
BAB III	37
METODE PENELITIAN	37
3.1 Langkah – Langkah Penelitian	37
3.1.1 Studi Literatur	37
3.1.2 Peninjauan Alat Penelitian	37
3.1.3 Prosedur Pengambilan Data	50
3.2 Analisis Pompa dan Sistem Perpipaan	51
3.3 Flowchart Pengambilan Data	55
BAB IV	57
ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN	57
4.1 Data Penelitian	57
4.2 Contoh Perhitungan	57
4.2.1 Perhitungan Head Pompa	58
4.2.2 Perhitungan Water Horse Power	58

4.2.3	Perhitungan <i>Break Horse Power</i>	59
4.2.4	Perhitungan Efisiensi Pompa	59
4.2.5	Perhitungan <i>Head Pipeline</i>	60
4.3	Analisa Data.....	62
4.3.1	Analisa <i>Head</i> Pompa	62
4.3.2	Analisa <i>Pump Water Horse Power (WHP)</i>	65
4.3.3	Analisa <i>Pump Break Horse Power (BHP)</i>	68
4.3.4	Analisa Efisiensi Pompa.....	71
4.3.5	Analisa Grafik Karakteristik Pompa	74
4.3.6	Perbandingan dengan penelitian sebelumnya	77
4.3.7	Perbandingan dengan perhitungan menggunakan Pump Law	78
BAB V		81
KESIMPULAN DAN SARAN		81
5.1	Kesimpulan	81
5.2	Saran.....	81
Daftar Pustaka.....		83
LAMPIRAN.....		85
A.1	<i>Impeller</i> 129,0 mm dengan variasi debit.....	85
A.2	<i>Impeller</i> 125,5 mm dengan variasi debit.....	86
A.3	<i>Impeller</i> 122,0 mm dengan variasi debit.....	87
A.4	<i>Impeller</i> 118,5 mm dengan variasi debit.....	88
A.5	<i>Impeller</i> 115,0 mm dengan variasi debit.....	89
A.6	<i>Impeller</i> 111,5 mm dengan variasi debit	90
A.7	<i>Impeller</i> 108,0 mm dengan variasi debit.....	91
A.8	<i>Impeller</i> 104,5 mm dengan variasi debit.....	92
A.9	<i>Impeller</i> 101,0 mm dengan variasi debit.....	93

A.10 <i>Impeller</i> 97,5 mm dengan variasi debit.....	94
A.11 <i>Impeller</i> 94,0 mm dengan variasi debit.....	95
A.12 <i>Head Pipeline</i> 2-4.....	96
A.13 Perbandingan Nilai Karakteristik Pompa saat <i>Operating Point</i>.....	97
A.14 Perbandingan <i>Head</i> Dengan Penelitian Sebelumnya.....	98
BIODATA PENULIS.....	100

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1. Instalasi Pompa.....	5
Gambar 2. 2. Struktur Pompa Sentrifugal	6
Gambar 2. 3. Forward (a), Radial (b), Backward (c) Curve.....	7
Gambar 2. 4. Open (a) Semiopen (b) Closed (c) Impeller	8
Gambar 2. 5. Observasi Kecepatan pada Impeller	9
Gambar 2. 6. Segitiga Kecepatan pada Impeller Pompa Sentrifugal	10
Gambar 2. 7. Prinsip Kerja Pompa dan Kompresor (a) Turbin (b)	10
Gambar 2. 8. Control Volume dan Control Surface.....	11
Gambar 2. 9. Instalasi Pompa Dengan Alat Ukur	14
Gambar 2. 10. Pengaruh Sirkulasi Kontra Akibat Jumlah Sudu Terbatas	17
Gambar 2. 11. Pengaruh Perbedaan β_2 Terhadap Head Teoritis..	18
Gambar 2. 12. Karakteristik Impeller Berdasarkan Kecepatan Spesifik.....	20
Gambar 2. 13 BHP terhadap kapastias aliran	24
Gambar 2. 14. Alur daya listrik menjadi WHP.....	25
Gambar 2. 15. Kurva Karakteristik Utama Pompa.....	26
Gambar 2. 16. Kurva Karakteristik Kerja Pompa	26
Gambar 2. 17. Pengurangan Outlet Diameter Impeller	28
Gambar 2. 18. Moody Diagram.....	29
Gambar 2. 19. Head vs Discharge diagram	33
Gambar 2. 20. Efficiency vs ϕ (flow coefficient).....	34
Gambar 2. 21. Grafik Head dan Efisiensi vs Kapasitas	35
Gambar 3. 1. Dimensi Impeller MQC 175 (satuan mm).....	38
Gambar 3. 2. <i>Impeller</i> yang digunakan dalam penelitian.....	41
Gambar 3. 3. Instrumentasi dan Control Volume penelitian pada CUSSON friction in pipe line apparatus	43
Gambar 3. 4. Water circulating unit	44
Gambar 3. 5. Negative pressure gauge (a) positive pressure gauge (b)	46
Gambar 3. 6. Manometer U (raksa).....	47
Gambar 3. 7. Clamp meter dan kabel probe	48

Gambar 3. 8. Rotameter FISHER Controls 2000	49
Gambar 3. 9. Pengukuran tekanan suction dan discharge pada pompa	51
Gambar 3. 10 Control Volume 1.....	53
Gambar 3. 11. Control Volume 2.....	54
Gambar 3. 12. Flowchart Prosedur Pengambilan Data	56
Gambar 4. 1. Grafik head pompa tiap impeller terhadap kapasitas aliran.....	65
Gambar 4. 2. Grafik WHP tiap impeller terhadap kapasitas aliran	68
Gambar 4. 3. Grafik BHP tiap impeller terhadap kapasitas aliran	71
Gambar 4. 4. Grafik efisiensi tiap impeller terhadap kapasitas aliran.....	73
Gambar 4. 5. Perbandingan Best Efficiency Point impeller pompa	74
Gambar 4. 6. Grafik karakteristik pompa tiap impeller.....	76
Gambar 4. 7 Perbandingan efisiensi pompa saat operating point	77
Gambar 4. 8 Perbandingan head aktual dan pump law	79
Gambar 4. 9 Perbandingan BHP aktual dan pump law	80

DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1. Efisiensi Hidraulik Terhadap Kecepatan Spesifik	21
Tabel 2. 2. Efisiensi Volumetrik Terhadap Kecepatan Spesifik...	22
Tabel 2. 3 Pipe absolute roughness.....	30
Tabel 2. 4 Loss Coefficient (K_i) pada fitting dan valve.....	32
Tabel 2. 5. Nilai <i>head</i> dan daya input pada kondisi shut-off dan BEP tiap <i>impeller</i>	36
Tabel 3. 1. Dimensi Impeller	39
Tabel 3. 2. Spesifikasi negative pressure gauge dan positive pressure gauge	46
Tabel 3. 3. Spesifikasi Manometer U	47
Tabel 3. 4. Spesifikasi Clamp Meter	48
Tabel 3. 5. Spesifikasi Rotameter FISHER Controls 2000.....	49

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Saat ini hampir semua aspek kehidupan seperti perumahan, perkantoran, dan perindustrian yang menggunakan pompa sebagai salah satu komponen penunjang berlangsungnya kegiatan. Pompa adalah mesin yang digunakan untuk memindahkan fluida dari suatu tempat yang rendah ke tempat yang lebih tinggi, atau dari suatu tempat bertekanan rendah ke tempat yang bertekanan lebih tinggi dengan melewati fluida tersebut pada sistem perpipaan (Astu dan Djati, 2006). Pompa mengubah energi mekanik dari poros yang menggerakkan sudu-sudu pada *impeller* pompa menjadi energi kinetik dan tekanan pada fluida.

Berdasarkan prinsip kerjanya, pompa dibagi menjadi dua jenis yaitu *positive displacement pump* dan *Non-positive displacement pump (Dynamic Pump)*. *Positive displacement pump* adalah pompa yang memindahkan fluida volume per volume dengan menggunakan suatu ruangan tertutup yang berubah-ubah volumenya untuk menghisap dan mendorong fluida. Energi yang dimasukkan ke dalam fluida adalah energi tekanan. *Dynamic pump* adalah pompa yang volume ruangnya selalu tetap dan terbuka, fluida mengalir melalui gerakan *impeller* dan energi yang dimasukkan berupa energi kinetik akibat dari adanya perubahan kecepatan. Tujuan utama dari pompa adalah untuk melawan *losses* yang ada pada sistem perpipaan sehingga fluida dapat mengalir tanpa terjadi penurunan tekanan secara konstan dan memiliki efisiensi kerja yang tinggi. Pompa dapat mengalami penurunan performa karena berbagai faktor, karena faktor umur komponen, salah dalam melakukan perawatan, terlalu sering digunakan dan lain-lain, apabila tetap dioperasikan pada performa yang buruk, maka berdampak kepada kerugian akibat dari pemanfaatan energi yang kurang maksimal dan dapat mengganggu komponen lain yang sedang beroperasi.

Untuk memenuhi kebutuhan sistem perpipaan yang optimal dan dapat menghemat energi, telah dilakukan penelitian dengan metode *trimming* pada *impeller* pompa sentrifugal yang dilakukan oleh **Savar, et al** (2009) dan **Singh dan John** (1998). **Savar, et al** (2009) melakukan penelitian *trimming impeller* pada pompa sentrifugal dengan diameter awal 190 mm sampai dengan 130 mm. Pada eksperimen tersebut menghasilkan kurva *head* terhadap kapasitas, dimana *head* terus menurun seiring dengan naiknya kapasitas fluida dengan sebaran hasil eksperimen $\pm 3.94\%$ dengan keyakinan 95%. Namun pada grafik efisiensi terhadap kapasitas aliran, nilai efisiensi naik seiring naiknya kapasitas dan turun pada nilai kapasitas tertentu. **Singh dan John** (1998) melakukan eksperimen *trimming impeller* untuk mencocokkan *head* yang dibutuhkan oleh sistem dan yang dihasilkan oleh pompa sehingga pompa memiliki efisiensi yang tinggi, dan dapat menghemat energi yang dibutuhkan oleh pompa. Hasil dari eksperimen tersebut rata-rata penghematan energi listrik untuk tiga bulan pada musim panas kurang lebih 9 kW sedangkan rata-rata penghematan energi tahunannya kurang lebih 28,000 kWh.

Ridwan (2016) telah melakukan penelitian pengaruh dari *trimming impeller* terhadap karakteristik performa *centrifugal pump* pada pompa *Interdab* MQC 175 yang dipasang pada alat *CUSSON friction loss in pipe apparatus* untuk mendapatkan *Best Efficiency Point* (BEP) pada pompa. Penelitian tersebut menghasilkan BEP terbesar yaitu 68.71% pada *impeller* yang terpotong 10.84% dengan diameter 115mm, penelitian dilakukan dengan cara memotong *impeller* yang memiliki diameter awal 129 mm hingga diameter terkecil 104.5 mm atau terpotong 18.99% dari diameter awal.

ISO 9906:1999 Annex B menjelaskan *trimming impeller* maksimum yang dapat dilakukan adalah 25% dari diameter awal. Rata - rata pemotongan tidak boleh melebihi 3% untuk pompa dengan *type number* $K \leq 1$ dan tidak boleh melebihi 5% untuk pompa dengan *type number* $K \leq 1.5$. Berdasarkan hasil eksperimen dan ketentuan tersebut muncul pemikiran untuk melanjutkan

eksperimen sebelumnya untuk melakukan *trimming impeller* hingga melebihi batas dari standar dan menganalisa akibatnya.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang dan masalah yang ada, banyak hal yang dapat dievaluasi setelah dilakukan *trimming impeller*. Hal yang dapat dianalisa adalah *head*, efisiensi, *Water Horse Power* yang dihasilkan, dan *Break Horse Power* yang dibutuhkan oleh pompa. Pada penelitian terdahulu yang dilakukan **Ridwan (2016)** *trimming impeller* yang dilakukan maksimum 18,99% diameter awal. Menghasilkan grafik *head* yang mengalami penurunan seiring dengan pengurangan diameter *impeller*. Hal ini sudah sesuai dengan teori yang ada, sehingga *operating point* yang dihasilkan bervariasi terhadap diameter *impeller*. Grafik efisiensi yang dihasilkan mengalami fluktuasi seiring penurunan diameter *impeller*. Efisiensi mengalami kenaikan seiring penurunan diameter *impeller* hingga diameter 115 mm, kemudian efisiensi turun seiring penurunan diameter hingga diameter terkecil 104,5 mm. Dari penelitian ini belum ada analisa untuk *operating point* masing – masing *impeller*. Pada penelitian kali ini, dilakukan variasi pemotongan *impeller* hingga melebihi batas maksimum yang diperbolehkan yaitu hingga 27,13% dengan diameter akhir 94 mm. Hipotesa awal pada penelitian ini adalah:

1. *Trimming impeller* yang dilakukan hingga 18,99% masih dapat dilakukan lagi hingga batas *British Standard ISO 9906:1999*. Dengan ini dilakukan pengurangan sebesar 27,13% untuk mengetahui pengaruh *trimming impeller* yang belum dilakukan dan saat melebihi aturan *British Standard ISO 9906:1999*.
2. Pengurangan diameter *impeller* akan menyebabkan penurunan nilai *head* dan daya pompa.
3. Karakteristik yang dihasilkan *impeller* terpotong 27,13% sangat kecil karena melewati batas aturan *British Standard ISO 9906:1999*.

4. *Best Efficiency Point* akan berkurang seiring pengurangan diameter *impeller*.

1.3 Tujuan Penelitian

Tujuan yang dapat dirumuskan pada penelitian ini melalui analisa performa pompa dan sistem perpipaan adalah sebagai berikut:

1. Mengetahui pengaruh *trimming impeller* terhadap karakteristik pompa sentrifugal.
2. Menganalisa *head actual* dan daya yang dibutuhkan tiap *impeller*.
3. Mengetahui akibat dari *trimming* pompa yang melewati batas *British Standard ISO 9906:1999*.
4. Menggambarkan kurva karakteristik pompa dan menentukan BEP (*Best Efficiency Point*) pompa.

1.4 Batasan Masalah

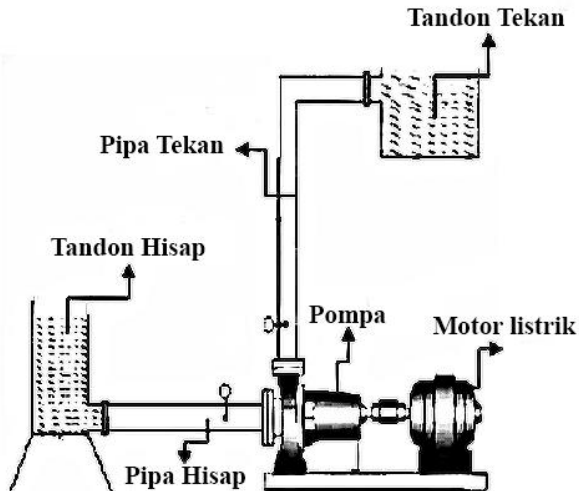
Batasan masalah untuk penelitian ini sebagai berikut:

1. Aliran fluida berupa bada kondisi *steady flow*
2. *Incompressible flow*
3. Kondisi fluida berada pada temperatur konstan
4. Kavitasi diabaikan.

BAB II DASAR TEORI

2.1 Pengertian Pompa

Pompa adalah mesin yang digunakan untuk memindahkan fluida dari suatu tempat yang rendah ke tempat yang lebih tinggi, atau dari suatu tempat yang bertekanan rendah ke tempat yang bertekanan lebih tinggi dengan melewatkan fluida tersebut pada sistem perpipaan (Astu dan Djati, 2006). Pompa mengubah energi mekanik dari poros yang menggerakkan sudu-sudu pada *impeller* pompa menjadi energi kinetik dan tekanan pada fluida. Secara umum, instalasi pompa dapat dilihat pada gambar 2.1.

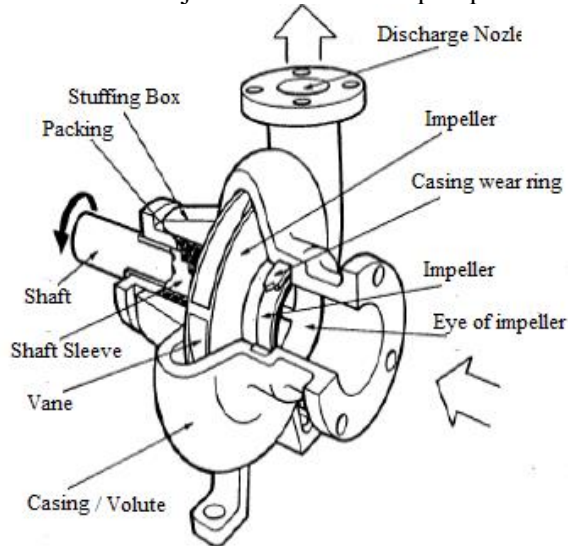


Gambar 2. 1. Instalasi Pompa

2.2 Pompa Sentrifugal

Pompa sentrifugal adalah salah satu dari jenis pompa *non-positive displacement* yang banyak digunakan pada perumahan, perkantoran, dan industri. Pompa sentrifugal berfungsi untuk memindahkan fluida dari tempat rendah ke tempat yang lebih tinggi atau dari tekanan rendah ke tekanan yang lebih tinggi melalui sistem perpipaan. Pompa sentrifugal menaikan energi

spesifik pada fluida agar dapat melawan *losses* pada sistem perpipaan dengan cara memanfaatkan putaran *impeller* dan efek *diffuser*. Gambar 2.2 menunjukkan struktur dari pompa sentrifugal.



Gambar 2. 2. Struktur Pompa Sentrifugal (**Dietzel, 2005**)

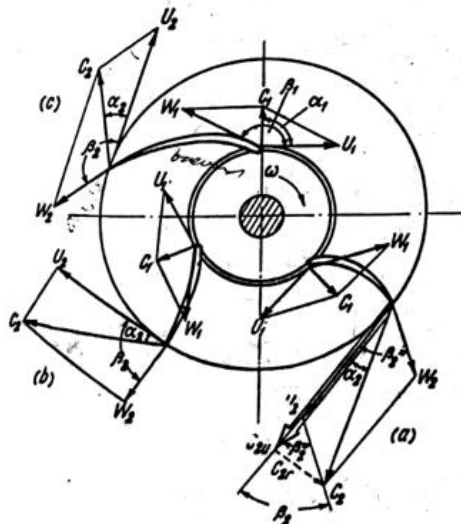
Fluida masuk pada sisi *inlet* akibat perbedaan tekanan pada pusat *impeller* dan pipa *inlet*, pusat *impeller* mengalami penurunan tekanan akibat dari gerakan rotasi *impeller*, sehingga fluida pada pipa *inlet* terhisap ke dalam pompa. Fluida dinaikan kecepatannya dengan bantuan *impeller* sehingga menaikkan energi kinetik fluida, kemudian fluida dialirkan melalui *casing* pompa sehingga terjadi penurunan kecepatan akibat perubahan luas penampang dan tekanan fluida meningkat. Hal ini yang menyebabkan rasio kenaikan tekanan fluida pada pompa sentrifugal lebih besar daripada pompa aksial.

2.3 *Impeller* Pompa

Impeller adalah komponen berputar dari pompa sentrifugal yang berfungsi untuk memindahkan energi dari poros pompa ke fluida dengan cara mempercepat aliran fluida, kemudian fluida

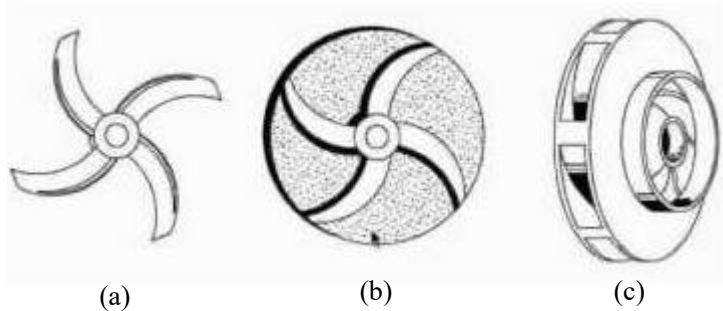
diperlambat melalui *casing* untuk menaikkan tekanannya. *Impeller* berbentuk piringan yang memiliki sudu – sudu melengkung yang berfungsi sebagai pengarah aliran fluida dan menghasilkan efek difuser untuk menaikkan tekanan fluida.

Pompa sentrifugal memiliki tiga jenis *impeller* berdasarkan arah sudunya yang ditunjukkan pada gambar 2.3. Pada gambar 2.3 ditunjukkan jenis *impeller* terdiri dari *impeller forward*, *impeller radial*, dan *impeller backward*. *Impeller forward* memiliki bentuk sudu dengan sudut $\beta < 90^\circ$, dengan bentuk sudu seperti pada gambar 2.3, kenaikan kapasitas aliran menyebabkan kenaikan *head* pada aliran fluida. *Impeller radial* memiliki bentuk sudu dengan sudut $\beta = 90^\circ$, dengan bentuk sudu seperti pada gambar 2.3, kenaikan kapasitas aliran tidak menyebabkan perubahan nilai *head* pada aliran fluida. *Impeller backward* memiliki bentuk sudu dengan sudut $\beta > 90^\circ$, dengan bentuk sudu seperti pada gambar 2.3. Kenaikan kapasitas aliran menyebabkan penurunan *head* pada aliran fluida.



Gambar 2. 3. *Forward* (a), *Radial* (b), *Backward* (c) Curve (Khetagurov, 1965)

Berdasarkan konstruksi *impeller* dibagi menjadi tiga, *closed impeller*, *semiopen impeller*, dan *open impeller*. *Closed impeller* adalah *impeller* yang memiliki dua selubung atau *shroud* pada bagian depan dan belakang. *Impeller* ini paling banyak digunakan pada pompa sentrifugal. *Semiopen impeller* adalah *impeller* yang memiliki satu selubung atau *shroud* pada bagian belakang. Sudu *impeller* menempel pada *shroud*. *Open impeller* adalah *impeller* tidak memiliki selubung atau *shroud*. Sudu *impeller* melekat pada pusat tanpa menempel ke selubung. Gambar 2.4. menunjukkan gambar dari *closed*, *semiopen* dan *open impeller*.



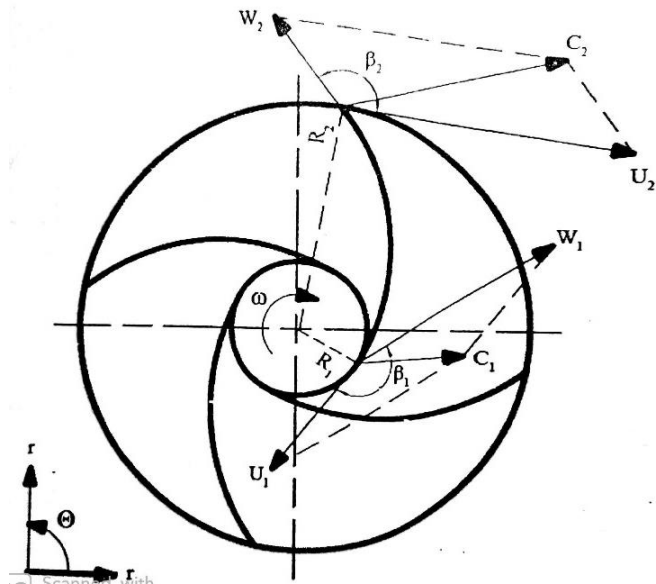
Gambar 2. 4. *Open* (a) *Semiopen* (b) *Closed* (c) *Impeller*
(IEEE GlobalSpec, 2020)

2.4 Segitiga Kecepatan pada *Impeller*

Impeller yang berputar dengan kecepatan sudut tertentu, menyebabkan fluida berputar mengikuti perputaran *impeller*, hal ini menyebabkan adanya segitiga kecepatan fluida. Segitiga kecepatan fluida terdiri dari kecepatan keliling, kecepatan relatif fluida dan kecepatan absolut.

Kecepatan keliling (U) adalah kecepatan pada rotor yang diamati saat posisi atau koordinat dari pengamat ada di tanah, sehingga rotor akan terlihat berputar. Arah kecepatan keliling tegak lurus terhadap jari – jari rotor. Kecepatan relatif fluida (W) adalah kecepatan aliran fluida yang diamati saat posisi atau koordinat pengamat berada pada pusat dari rotor, sehingga putaran rotor tidak terlihat dan aliran fluida dapat diamati. Untuk kondisi ideal,

impeller diasumsikan memiliki jumlah sudu tidak terbatas dan ketebalan sudu mendekati nol, sehingga arah kecepatan relatif fluida mengikuti bentuk sudu *impeller*. Kecepatan absolut (C) adalah gabungan dari kecepatan keliling dan kecepatan relatif fluida. Gambar 2.5. menunjukkan observasi kecepatan pada *impeller* pompa sedangkan Gambar 2.6. menunjukkan segitiga kecepatan pada *impeller*.



Gambar 2. 5. Observasi Kecepatan pada *Impeller* (Herman, 2019)

Keterangan gambar:

$U_1 = \omega \cdot R_1$: kecepatan keliling pada sisi *inlet*

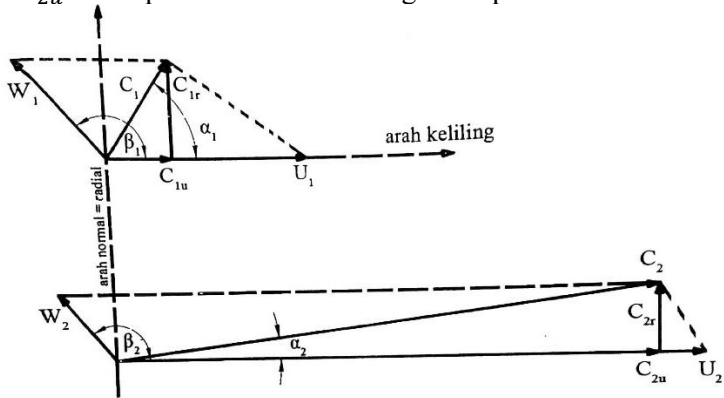
$U_2 = \omega \cdot R_2$: kecepatan keliling pada sisi *outlet*

W_1 : kecepatan relative aliran pada sisi *inlet*

W_2 : kecepatan relative aliran pada sisi *outlet*

C_{1u} : kecepatan absolut arah tangensial pada sisi *inlet*

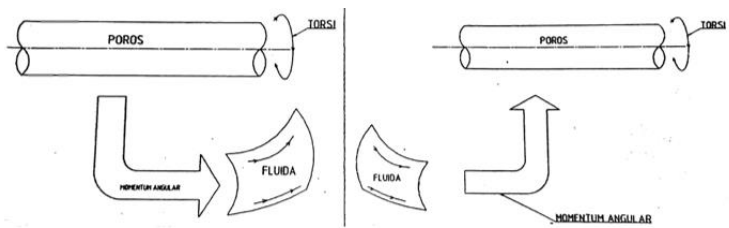
C_{2u} : kecepatan absolut arah tangensial pada sisi *outlet*.



Gambar 2. 6. Segitiga Kecepatan pada *Impeller* Pompa Sentrifugal (Herman, 2019)

2.5 Persamaan Dasar *Turbomachinery*

Turbomachinery memiliki prinsip kerja yang sangat berbeda dibandingkan mesin fluida positive displacement. Prinsip perpindahan energi dari poros ke fluida maupun sebaliknya sangat bergantung pada dinamika rotor (*impeller* atau *propeller*) mesin. Prinsip kerja *turbomachinery* dapat diilustrasikan pada gambar 2.7.

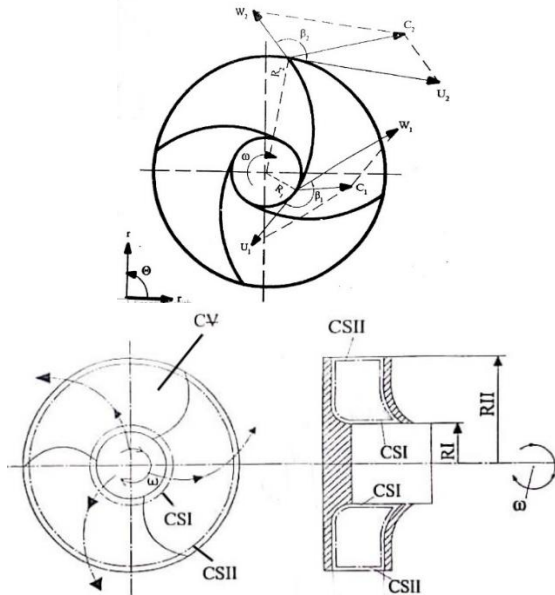


Gambar 2. 7. Prinsip Kerja Pompa dan Kompresor (a) Turbin (b) (Herman, 2019)

2.4.1 Persamaan Momentum Anguler pada Pompa

Pada ilustrasi diatas, terlihat jelas bahwa fungsi rotor pada pompa dan kompresor adalah untuk merubah torsi pada poros menjadi penambah momentum anguler fluida.

Persamaan transportasi untuk aliran yang mengatur hubungan perubahan laju transportasi anguler momentum terhadap torsi pada suatu *Control Volume* (CV), memiliki gambaran *Control Volume* (CV) dan *control surface* (CS) seperti pada gambar 2.8. Sistem observasi dilakukan pada kondisi pengamat berada di tanah sehingga dapat melihat kecepatan rotor dan aliran fluida dengan titik pusat koordinat berada tepat di tengah *impeller* dengan sistem koordinat silinder (x, r, Θ). Untuk pompa CS_I sebagai *inlet* fluida dan CS_{II} sebagai *outlet*, sedangkan turbin sebaliknya.



Gambar 2. 8. Control Volume dan Control Surface
(Herman, 2019)

Dengan mempertimbangkan kondisi *steady state*, *Control Volume* (CV), kekekalan massa dan arah vektor kecepatan fluida terhadap vektor luas penampang *control surface* (CS), didapatkan persamaan sebagai berikut:

$$\vec{T})_{CV} = \dot{m}(R_2 C_{2u} - R_1 C_{1u}), \dots\dots\dots 2.1$$

dimana:

- $\vec{T})_{CV}$ = torsi pada poros (N.m)
- \dot{m} = laju aliran massa (kg/s)
- R_1 = radius *inlet impeller* pompa (m)
- R_2 = radius *outlet impeller* pompa (m)
- C_{1u} = kecepatan absolut arah tangensial sisi *inlet* (m/s)
- C_{2u} = kecepatan absolut arah tangensial sisi *outlet* (m/s).

2.4.2 Daya Poros dan Daya Fluida pada Rotor

Berdasarkan hubungan persamaan torsi poros dan momentum angular pada aliran fluida dapat diperoleh hubungan persamaan daya poros dan daya fluida pada rotor sebagai berikut:

$$\dot{W}_{shaft} = \dot{m} \cdot \omega (R_2 C_{2u} - R_1 C_{1u}), \dots\dots\dots 2.2$$

atau:

$$\dot{W}_{shaft} = \dot{m} (U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u}), \dots\dots\dots 2.3$$

dimana:

- \dot{W}_{shaft} : daya poros (watt)
- \dot{m} : laju aliran massa (kg/s)
- U_1 : kecepatan keliling pada *inlet impeller* (m/s)
- U_2 : kecepatan keliling pada *outlet impeller* (m/s).

2.4.3 Head Fluida dalam Rotor

Head adalah energi spesifik yang dimiliki oleh suatu aliran fluida untuk berpindah dari suatu tempat yang rendah ke tinggi atau dari tekanan rendah ke tekanan tinggi. Berdasarkan persamaan hubungan antara daya poros dengan daya fluida pada rotor dapat diturunkan persamaan *head* fluida dalam rotor sebagai berikut:

$$H = (U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u}), \dots\dots\dots 2.4$$

Dalam bentuk lain satuan *head* diubah menjadi meter dengan cara membagi nilai *head* dengan percepatan gravitasi, sehingga persamaan 2.4 menjadi:

$$H = \frac{(U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u})}{g}, \dots\dots\dots 2.5$$

2.4.4 Pump law

Pump law atau hukum kesebangunan pompa adalah hukum yang digunakan untuk memperkirakan perubahan performa dari suatu pompa apabila putarannya diubah. Hukum ini juga berguna untuk memperkirakan performa pompa yang direncanakan apabila pompa tersebut memiliki geometri yang sebangun dengan pompa yang telah diketahui performanya (Sularso, 2000).

Jika ada dua buah pompa sentrifugal dengan geometris yang sebangun, maka kondisi performa dari kedua pompa tersebut memiliki hubungan sebagai berikut:

$$\frac{Q_1}{\omega_1 D_1^3} = \frac{Q_2}{\omega_2 D_2^3}, \dots\dots\dots 2.6$$

$$\frac{H_1}{\omega_1^2 D_1^2} = \frac{H_2}{\omega_2^2 D_2^2}, \dots\dots\dots 2.7$$

$$\frac{P_1}{\omega_1^3 D_1^5} = \frac{P_2}{\omega_2^3 D_2^5}, \dots\dots\dots 2.8$$

dimana:

Q : Kapasitas aliran (m^3/s)

H : *Head* total pompa (m)

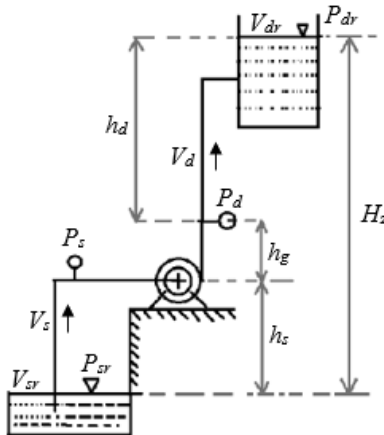
P : Daya poros pompa (Watt)

ω : Putaran *impeller* pompa (1/s)

D : Diameter *impeller* (m).

2.6 *Head* Efektif pada Pompa

Head efektif pompa adalah energi per satuan massa atau energi spesifik yang secara efektif diterima oleh fluida yang dipompa. *Head* efektif pompa dapat diketahui melalui dua metode, pertama ditinjau dari lokasi manometer *suction* dan *discharge*, kedua ditinjau dari lokasi dua reservoir. Gambar 2.9. menunjukkan instalasi pompa dengan alat ukur manometer.



Gambar 2. 9. Instalasi Pompa Dengan Alat Ukur (Herman, 2019)

Persamaan *head* efektif ditinjau dari lokasi manometer *suction* dan *discharge* adalah:

$$He = \frac{P_d - P_s}{\gamma} + h_g + \frac{V_d^2 - V_s^2}{2g}, \dots \dots \dots 2.7$$

dimana:

- P_d : *pressure discharge* terukur pada manometer (Pa)
- P_s : *pressure suction* terukur pada manometer (Pa)
- h_g : selisih ketinggian manometer *discharge* dan *suction* (m)
- V_d : kecepatan aliran pada pipa *discharge* (m/s)
- V_s : kecepatan aliran pada pipa *suction* (m/s)
- γ : berat spesifik ($\text{kg/m}^2\text{s}^2$).

Persamaan *head* efektif ditinjau dari lokasi dua reservoir adalah:

$$He = \frac{P_{dr} - P_{sr}}{\gamma} + H_z + \sum \Delta h_s + \sum \Delta h_d + \frac{V_{dr}^2 - V_{sr}^2}{2g}, \dots\dots 2.8$$

dimana:

- P_{dr} : tekanan pada reservoir *discharge* (Pa)
- P_{sr} : tekanan pada reservoir *suction* (Pa)
- H_z : selisih ketinggian dua reservoir (m)
- V_{dr} : kecepatan aliran pada reservoir *discharge* (m/s)
- V_{sr} : kecepatan aliran pada reservoir *suction* (m/s)
- $\sum \Delta h_d$: losses pada pipa *discharge* (m)
- $\sum \Delta h_s$: losses pada pipa *suction* (m).

Apabila tekanan dan kecepatan pada reservoir *discharge* dan *suction* sama, maka persamaan 2.8 menjadi:

$$P_{dr} = P_{sr} = P_{atm} \text{ dan } V_{dr} = V_{sr} = 0$$

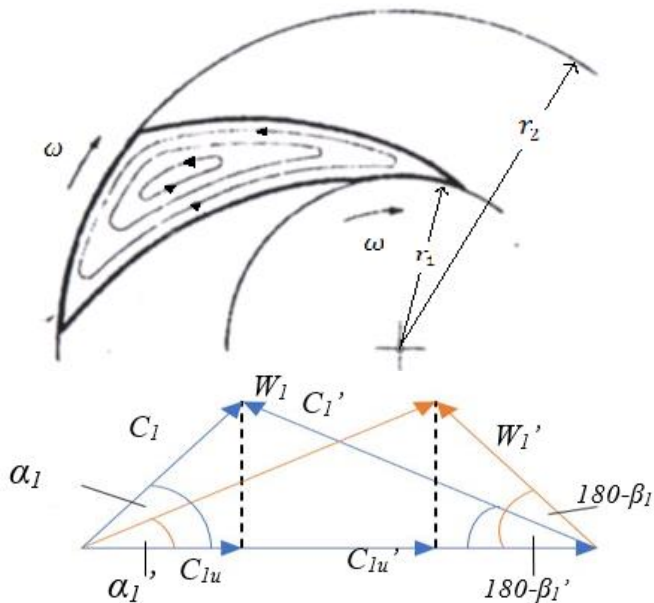
$$He = H_z + \sum \Delta h_s + \sum \Delta h_d, \dots\dots\dots 2.9$$

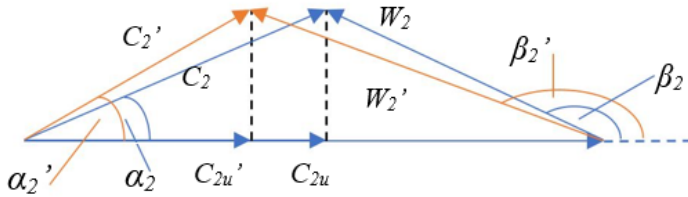
2.7 **Circulatory Flow Effect Akibat Jumlah Sudu Terbatas**

Persamaan diatas merupakan persamaan dengan kondisi ideal, diasumsikan aliran fluida bergerak mengikuti bentuk sudu

sehingga *impeller* diasumsikan memiliki jumlah sudu tidak terhingga dan ketebalan sudu mendekati nol. Pada kenyataannya jumlah sudu pada *impeller* terbatas dan memiliki ketebalan, sehingga aliran fluida tidak sepenuhnya mengikuti bentuk sudu.

Aliran diantara dua sudu membentuk sebuah sirkulasi kontra yang arah alirannya melawan arah perputaran *impeller*. Hal tersebut menyebabkan kecepatan absolut ke arah keliling pada sisi *inlet* semakin besar karena ditambah dengan sirkulasi kontra. Sedangkan pada sisi *outlet* kecepatan absolut ke arah keliling semakin kecil karena dihalangi oleh sirkulasi kontra. Segitiga kecepatan pada sisi *inlet* dan *outlet* mengalami pergeseran yang diilustrasikan pada gambar 2.10.





Gambar 2. 10. Pengaruh Sirkulasi Kontra Akibat Jumlah Sudu Terbatas (Lazarkiewicz dan Troskolanski,1965)

Akibatnya kecepatan absolut pada sisi *inlet* mengalami kenaikan dan pada sisi *outlet* mengalami penurunan dan menyebabkan penurunan *head* dari kondisi ideal.

$$H_{t\infty} = \frac{(U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u})}{g} \rightarrow H_t = \frac{(U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u})}{g}, \dots \dots \dots 2.10$$

$$H_t = k_{2cu} H_{t\infty}, \dots \dots \dots 2.11$$

dimana:

k_{2cu} = faktor sudu terbatas.

2.8 Pengaruh Sudut Outlet *Impeller* Terhadap *Head* Pompa

Jenis – jenis *impeller* memiliki perbedaan pada sudut outlet (β_2) *impeller*, perbedaan ini mempengaruhi *head* yang dihasilkan oleh pompa. Pada gambar 2.6, persamaan untuk nilai C_{2u} adalah:

$$\tan(180 - \beta_2) = \frac{C_{2r}}{U_2 - C_{2u}}$$

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

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

$$C_{2u} = U_2 + C_{2r} \cot \beta_2$$

Apabila aliran memasuki *impeller* pada kondisi radial sehingga nilai $C_{1u} = 0$, maka persamaan 2.5 menjadi:

$$H_{t\infty} = \frac{(U_2 C_{2u})}{g}$$

$$H_{t\infty} = \frac{(U_2^2 + U_2 C_{2r} \cot \beta_2)}{g}, \dots \dots \dots 2.12$$

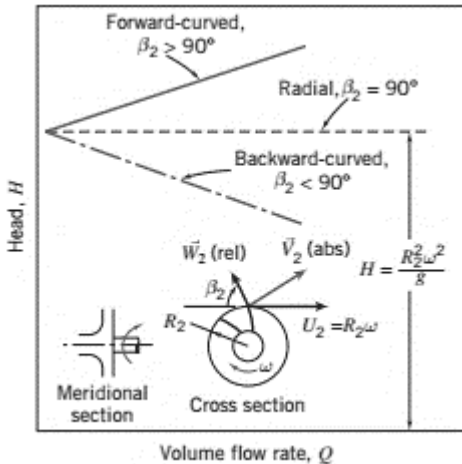
Karena persamaan kapasitas pada *impeller* adalah:

$$Q = \pi D_1 b_1 C_{1r} = \pi D_2 b_2 C_{2r}$$

Sehingga persamaan 2.12 berubah sebagai berikut:

$$H_{t\infty} = \frac{U_2^2}{g} + U_2 \frac{Q}{\pi D_2 b_2} \cot \beta_2, \dots \dots \dots 2.13$$

Dari persamaan ini dapat dilihat *head* teoritis berubah – ubah terhadap sudut outlet *impeller* seiring dengan perubahan kapasitas aliran seperti pada gambar 2.11.



Gambar 2. 11. Pengaruh Perbedaan β_2 Terhadap *Head* Teoritis (Philip dan John, 2011)

2.9 Kecepatan Spesifik Pompa

Kecepatan spesifik atau faktor kecepatan didefinisikan sebagai kecepatan *impeller* pada sebuah model pompa yang memiliki ukuran sama dengan yang pompa yang ada dan menghasilkan *head* dan daya yang sama pada kapasitas tertentu dengan efisiensi tertinggi. Kecepatan spesifik terbagi menjadi dua yaitu kecepatan spesifik kinetik dan kecepatan spesifik dinamik.

Kecepatan spesifik kinetik adalah kecepatan *impeller* suatu model pompa yang menghasilkan *head discharge* 1 m dan kapasitas 1 m³/s pada efisiensi pompa maksimum. Persamaan untuk menentukan kecepatan spesifik kinetik adalah sebagai berikut:

$$n_{sQ} = n \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}}, \dots\dots\dots 2.14$$

dimana:

- n_{sQ} = Kecepatan spesifik kinetik
- Q = Kapasitas aktual (m³/s)
- H = *Head* (m).

Kecepatan spesifik dinamik adalah kecepatan *impeller* suatu model pompa yang menghasilkan *head discharge* 1 m, daya 1 hp, dan kapasitas 75 liter/s. Persamaan untuk menentukan kecepatan spesifik dinamik adalah sebagai berikut:

$$n_{sp} = n \frac{\sqrt{\frac{\gamma Q H}{75}}}{H^{5/4}} = n \sqrt{\frac{\gamma Q}{75 H \sqrt{H}}}, \dots\dots\dots 2.15$$

dimana:

- n_{sp} = Kecepatan spesifik dinamik
- γ = berat jenis (kgf/m³).






Hubungan kecepatan spesifik kinetik dan dinamik adalah:

$$n_{sp} = n_{sQ} \sqrt{\frac{\gamma}{75}} \dots\dots\dots 2.16$$

Dengan mengasumsikan nilai dari berat jenis adalah 1000 (kgf/m³), daya 1 hp dan kapasitas 75 liter/s, maka didapatkan persamaan berikut:

$$n_{sp} = 3.65 \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \dots\dots\dots 2.17$$

Nilai dari kecepatan spesifik sangat menentukan nilai dari kapasitas, *head* dan daya yang dibutuhkan oleh pompa, hal tersebut berhubungan dengan dimensi pompa dan kecepatan aliran fluida pada *impeller*. Dengan demikian kecepatan spesifik merupakan salah satu hal yang penting untuk menentukan dimensi dari pompa untuk mendapatkan efisiensi maksimum dari pompa. Gambar 2.12. menunjukkan karakteristik *impeller* berdasarkan kecepatan spesifik.

Centrifugal pumps			Mixed-flow impeller	Axial-flow impeller
Low-speed impeller	Moderate-speed impeller	High-speed impeller		
				
$n_{st} = 40 - 80$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 2.5$	$n_{st} = 80 - 150$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 2$	$n_{st} = 150 - 300$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 1.8 - 1.4$	$n_{st} = 300 - 600$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 1.2 - 1.1$	$n_{st} = 600 - 2000$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 0.8$

Gambar 2. 12. Karakteristik *Impeller* Berdasarkan Kecepatan Spesifik (Khetagurov, 1965)

2.10 Efisiensi

Efisiensi adalah perbandingan antara output daya useful dibagi dengan daya input pada pompa. Pada pompa sentrifugal terdapat beberapa efisiensi yang harus diperhitungkan yaitu efisiensi hidraulik, efisiensi volumetric dan efisiensi mekanikal.

2.10.1 Efisiensi Hidraulik

Efisiensi hidraulik adalah perbandingan antara *head* actual dengan *head* teoritis yang seharusnya dihasilkan oleh pompa. Namun *head* yang dihasilkan pompa mengalami penurunan setelah mengalami kerugian akibat gesekan antara fluida dengan permukaan pompa karena adanya viskositas dan kekasaran permukaan. Kerugian karena sirkulasi fluida pada sudu – sudu *impeller* disebut *eddy losses*. Kerugian akibat aliran fluida bertumbukan dengan suatu penghalang atau arah aliran diubah secara mendadak disebut *shock losses*. Tabel 2.1. menunjukkan nilai efisiensi hidraulik terhadap kecepatan spesifik.

$$\eta_h = \frac{H}{H_t}, \dots\dots\dots 2.18$$

dimana:

η_h = efisiensi hidraulik

H = *head* aktual

H_t = *head* teoritis.

Tabel 2. 1. Efisiensi Hidraulik Terhadap Kecepatan Spesifik (**Khetagurov, 1965**)

n_{s1}	60-100	100-150	150-220
η_h	0.87-0.9	0.9-0.92	0.92-0.94

2.10.2 Efisiensi Volumetrik

Efisiensi volumetrik adalah efisiensi yang dihasilkan setelah terjadinya kebocoran pada *clearance*, *seal* poros, dan *packing* yang menyebabkan penurunan kapasitas pompa. Perbandingan antara kapasitas aktual dengan kapasitas teoritis disebut efisiensi volumetrik. Table 2.2. menunjukkan efisiensi volumetrik terhadap kecepatan spesifik.

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_t}, \dots\dots\dots 2.19$$

dimana:

- η_v = efisiensi volumetrik
- Q = kapasitas aktual
- Q_t = kapasitas teoritis.

Tabel 2. 2. Efisiensi Volumetrik Terhadap Kecepatan Spesifik (**Khetagurov, 1965**)

n_{s1}	60-100	100-150	150-220
η_v	0.94-0.97	0.97-0.99	0.98-0.995

2.10.3 Efisiensi Mekanik

Efisiensi Mekanik diakibatkan oleh adanya gesekan pada komponen yang bergerak sehingga mengurangi daya yang ditransmisikan poros ke *impeller* pompa menyebabkan energi yang ditransmisikan ke fluida lebih kecil. Kerugian mekanik biasanya terjadi pada *shaft bearing*, *shaft stuffing box*, dan gesekan *impeller* pompa dengan *casing*. Efisiensi mekanikal bervariasi diantara 0.9-0.97 (**Khetagurov, 1965**).

2.10.4 Efisiensi Overall Pompa

Efisiensi overall pompa adalah gabungan dari efisiensi hidraulik, volumetrik dan mekanikal pompa. Persamaan efisiensi overall pompa adalah:

$$\eta_{op} = \eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_m, \dots \dots \dots 2.20$$

dimana:

η_{op} = efisiensi overall pompa

η_h = efisiensi hidraulik

η_v = efisiensi volumetrik

η_m = efisiensi mekanikal.

2.10.5 *Break Horse Power dan Water Horse Power*

Break Horse Power (BHP) adalah energi yang dibutuhkan oleh poros pompa untuk memutar *impeller* pompa sehingga dapat memindahkan energi dari poros pompa ke fluida. *BHP* dapat diukur dari torsi yang dihasilkan oleh poros pompa dan kecepatan putar dari poros tersebut, namun hal itu tidak mudah untuk dilakukan pengukuran torsi pada poros pompa. Untuk mendapatkan nilai *BHP*, dilakukan perhitungan *BHP* dari energi listrik yang dikonsumsi oleh pompa dan efisiensi – efisiensi yang ada, sehingga persamaan *BHP* untuk penelitian kali ini sebagai berikut:

$$BHP = V \cdot I \cdot \eta_{em} \cdot \eta_{tran}, \dots \dots \dots 2.21$$

dimana:

BHP : *Break Horse Power* (Watt)

V : Tegangan Listrik (V)

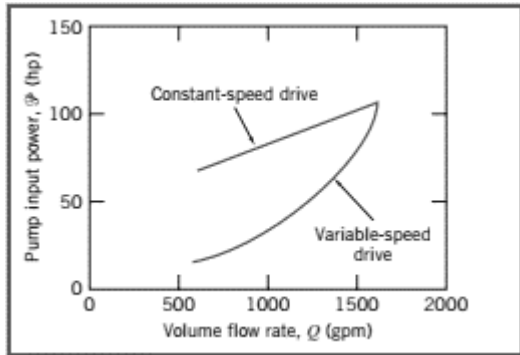
I : Arus listrik (A)

η_{em} : efisiensi motor listrik

η_{tran} : efisiensi transmisi

Setelah didapatkan nilai BHP dari variasi kapasitas aliran, kemudian data yang diperoleh akan ditampilkan dalam bentuk grafik BHP terhadap kapasitas aliran. Gambar

2.13. menunjukkan contoh grafik BHP terhadap kenaikan kapasitas aliran dengan kecepatan poros konstan dan variasi.



Gambar 2. 13 BHP terhadap kapastias aliran (**Philip dan John, 2011**)

Water Horse Power (WHP) adalah energi yang diterima oleh fluida dan dapat dimanfaatkan oleh fluida untuk mengalir dari satu tempat ke tempat lainnya. Energi ini didapatkan dari energi poros pompa atau *BHP* yang dipindahkan melalui *impeller* pompa kemudian diterima oleh fluida. Untuk mendapatkan nilai *WHP* menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$WHP = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H, \dots\dots\dots 2.22$$

dimana:

WHP : *Water Horse Power* (Watt)

ρ : massa jenis air (kg/m^3)

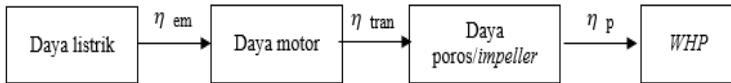
g : percepatan gravitasi (m/s^2)

Q : kapasitas aliran (m^3/s)

H : *head* aliran (m).

Pada penelitian kali ini, alur daya listrik berubah

menjadi *WHP* ditunjukkan pada gambar 2.14. Poros pompa dan poros motor adalah poros yang sama maka diasumsikan efisiensi transmisi 100%.



Gambar 2. 14. Alur daya listrik menjadi *WHP*

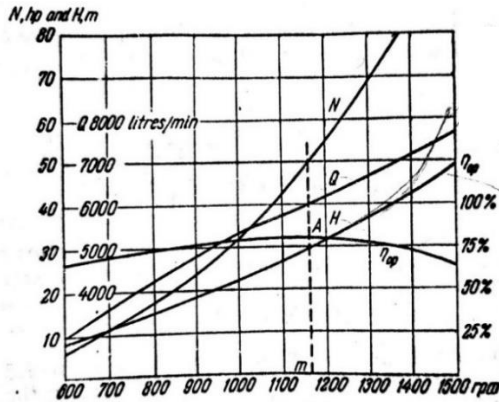
Sehingga efisiensi pompa untuk penelitian kali ini adalah:

$$\eta_p = \frac{WHP}{BHP}, \dots\dots\dots 2.23$$

$$\eta_p = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{V \cdot I \cdot \cos \varphi} \dots\dots\dots 2.24$$

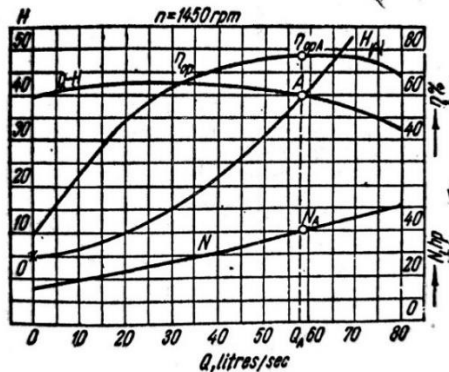
2.11 Karakteristik Pompa Sentrifugal

Setiap pompa memiliki kurva karakteristik yang menunjukkan kinerja dari pompa tersebut. Kurva karakteristik untuk pompa umumnya ada dua jenis, yaitu kurva karakteristik utama dan kurva karakteristik kerja. Kurva karakteristik utama menunjukkan grafik *head*, kapasitas, efisiensi, dan daya suatu pompa terhadap putaran motor penggerakannya. Gambar 2.15. menunjukkan kurva karakteristik utama dari suatu pompa. Garis mA menunjukkan nilai kapasitas, daya dan *head* pada efisiensi tertinggi pompa.



Gambar 2. 15. Kurva Karakteristik Utama Pompa (Khetagurov, 1965)

Kurva karakteristik kerja adalah kurva yang menunjukkan grafik *head*, efisiensi, dan daya pompa terhadap kapasitas yang dihasilkan oleh pompa. Gambar 2.16. menunjukkan kurva karakteristik kerja dari suatu pompa, terdapat grafik *head*, efisiensi, daya, dan karakteristik *pipeline* pompa. Garis mA merupakan titik operasi atau titik kerja yang menunjukkan *head* operasi dan daya yang menunjukkan operasi pompa pada efisiensi maksimum.



Gambar 2. 16. Kurva Karakteristik Kerja Pompa (Khetagurov, 1965)

2.12 Pengurangan Diameter *Impeller*

Pengurangan diameter pada *impeller* pompa sentrifugal tidak dapat dilakukan secara sembarangan, ada aturan atau standar tertentu. Pada penelitian ini pengurangan diameter *impeller* pompa sentrifugal menggunakan *British Standard ISO 9906:1999 Annex B*.

ISO 9906:1999 Annex B menjelaskan jika suatu karakteristik pompa lebih tinggi dari karakteristik yang dibutuhkan, maka pengurangan diameter *impeller* secara umum dapat dilakukan. Pengurangan *outlet* diameter *impeller* mengikuti aturan dimana *ratio* pengurangan diameter tidak boleh melebihi 5% untuk pompa dengan *type number* $K \leq 1,5$ sedangkan pada pompa dengan *type number* $K \leq 1,0$ *ratio* pengurangan diameter tidak boleh lebih dari 3% dan maksimal total pengurangan *impeller* adalah 25% dari diameter awal.

Type number pompa (K) adalah bilangan tak berdimensi yang didapatkan pada kondisi BEP. Nilai K dapat diperoleh dari persamaan:

$$K = \frac{2 \pi n Q^{1/2}}{(gH)^{3/4}} = \frac{\omega Q^{1/2}}{\gamma^{3/4}}, \dots\dots\dots 2.25$$

dimana:

K = *type number*

n = kecepatan putar poros (rpm)

Q = kapasitas atau kapasitas saat BEP (m^3/s)

g = percepatan gravitasi (m/s^2)

H = *head* saat BEP (m)

ω = kecepatan anguler (rad/s)

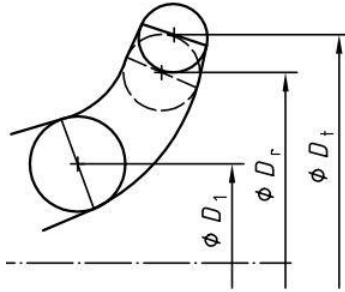
γ = energi spesifik (m^2/s^2).

Secara teoritis, akibat dari pengurangan diameter tersebut menghasilkan karakteristik baru sebagai berikut:

$$R = \left(\frac{D_r^2 - D_1^2}{D_t^2 - D_1^2} \right)^{1/2}, \dots\dots\dots 2.26$$

$$Q_r = R \cdot Q_t, \dots\dots\dots 2.27$$

$$H_r = R^2 \cdot H_t, \dots\dots\dots 2.28$$



Gambar 2. 17. Pengurangan Outlet Diameter *Impeller*
(British Standard, ISO 9906:1999)

2.13 *Head loss*

Pada suatu perpipaan, terdapat kerugian – kerugian energi yang terjadi, kerugian ini disebut *head loss*. *Head loss* merupakan kerugian energi spesifik yang ada pada aliran fluida akibat dari *friction* dan *pitting* atau komponen pendukung yang ada pada sistem perpipaan. *Head loss* biasanya ditandai dengan terjadinya *pressure drop* pada aliran. *Pressure drop* merupakan penurunan tekanan yang terjadi aliran fluida dalam suatu sistem perpipaan. *Head loss* dibagi menjadi dua jenis, yaitu *head loss mayor* dan *head loss minor*.

2.13.1 *Head loss Mayor*

Head loss mayor disebut juga kehilangan energi primer atau kehilangan energi akibat gesekan yang terjadi pada pipa utama dari sistem perpipaan. *Head loss mayor* terjadi pada pipa lurus dan berdiameter konstan. Perumusan untuk menentukan nilai *head loss mayor* menggunakan perumusan Darcy-Weisbach:

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

dimana:

h_l : head loss mayor (m)

f : faktor gesek (friction factor)

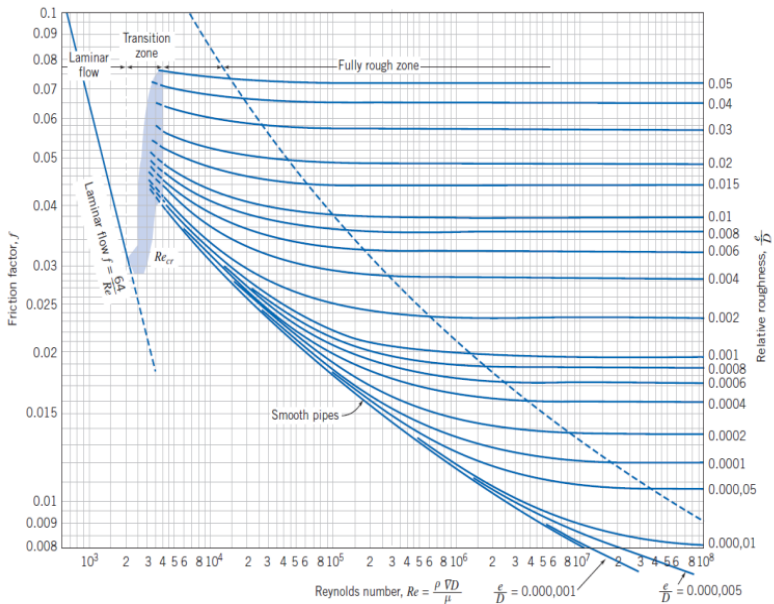
L : panjang pipa (m)

D : diameter pipa (m)

\bar{V} : kecepatan rata – rata aliran fluida (m/s)

g : percepatan gravitasi (m/s²)

Nilai f merupakan fungsi dari *reynold number* (Re) dan *relative roughness* (e/D). Untuk mendapatkan nilai f dapat menggunakan *Moody diagram*. Gambar 2.18 menunjukkan *Moody diagram*.



Gambar 2. 18. *Moody Diagram* (Philip dan John, 2011)

Pada gambar 2.17, terdapat parameter *relative roughness* (e/D) yang merupakan perbandingan *absolute roughness* (e) dengan diameter pipa (D). Nilai *absolute roughness* didapatkan dari jenis pipa yang digunakan, tabel 2.3 menunjukkan nilai *absolute roughness* dari beberapa jenis pipa.

Tabel 2. 3 *Pipe absolute roughness* (Menon, 2005)

Pipe Material	Roughness, in.	Roughness, mm
Riveted steel	0.0354 to 0.354	0.9 to 9.0
Commercial steel/welded steel	0.0018	0.045
Cast iron	0.0102	0.26
Galvanized iron	0.0059	0.15
Asphalted cast iron	0.0047	0.12
Wrought iron	0.0018	0.045
PVC, drawn tubing, glass	0.000059	0.0015
Concrete	0.0118 to 0.118	0.3 to 3.0

2.13.2 *Head loss Minor*

Head loss minor atau kehilangan energi sekunder, merupakan kehilangan energi akibat adanya fitting atau komponen pendukung pada sistem perpipaan seperti valve, flow meter, dan lain sebagainya. Untuk mendapatkan nilai *head loss* minor dapat menggunakan persamaan:

$$h_{lm} = K_l \frac{\bar{V}^2}{2g}$$

atau dapat menggunakan persamaan berikut:

$$h_l = f \frac{L_e}{D} \frac{\bar{V}^2}{2g}$$

dimana:

h_l : *head loss* mayor (m)
 f : faktor gesek (friction factor)
 L_e : panjang ekuivalen (m)
 D : diameter pipa (m)
 K_l : koefisien minor losses
 \bar{V} : kecepatan rata – rata aliran fluida (m/s)
 g : percepatan gravitasi (m/s²)

Tabel 2.4 menunjukkan nilai K_l dari beberapa *fitting* dan *valve* yang akan digunakan sebagai acuan untuk menghitung *head loss* minor pada sistem perpipaan yang tidak dapat diukur menggunakan manometer.

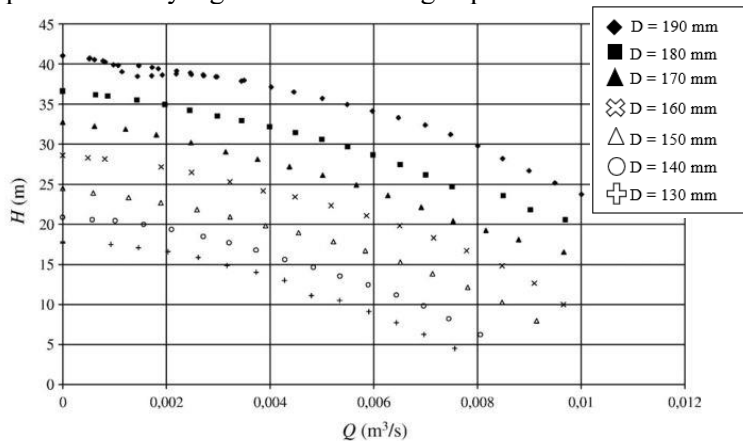
Tabel 2. 4 *Loss Coefficient* (K_L) pada *fitting* dan *valve*
(Munson, et al, 2009)

Component	K_L	
a. Elbows		
Regular 90°, flanged	0.3	
Regular 90°, threaded	1.5	
Long radius 90°, flanged	0.2	
Long radius 90°, threaded	0.7	
Long radius 45°, flanged	0.2	
Regular 45°, threaded	0.4	
b. 180° return bends		
180° return bend, flanged	0.2	
180° return bend, threaded	1.5	
c. Tees		
Line flow, flanged	0.2	
Line flow, threaded	0.9	
Branch flow, flanged	1.0	
Branch flow, threaded	2.0	
d. Union, threaded		
	0.08	
e. Valves		
Globe, fully open	10	
Angle, fully open	2	
Gate, fully open	0.15	
Gate, 1/2 closed	0.26	
Gate, 1/4 closed	2.1	
Gate, 3/4 closed	17	
Swing check, forward flow	2	
Swing check, backward flow	∞	
Ball valve, fully open	0.05	
Ball valve, 1/3 closed	5.5	
Ball valve, 2/3 closed	210	

2.14 Penelitian Terdahulu

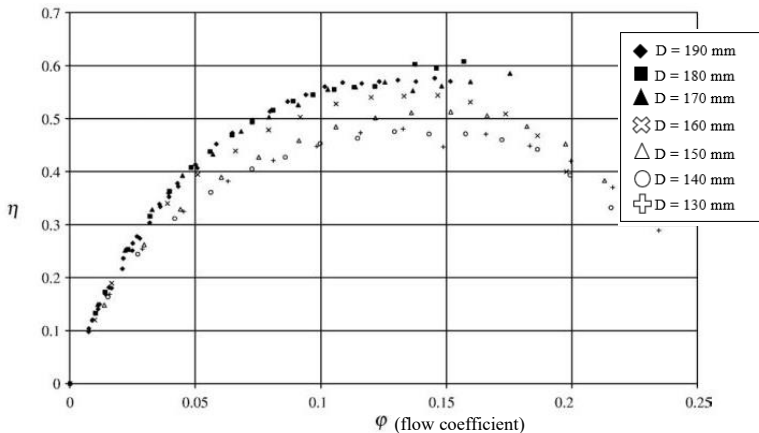
Savar, et al (2009) melakukan penelitian *trimming impeller* pada pompa sentrifugal dengan kecepatan spesifik rendah ($n_{sp} = 19,745 r.p.m. m^{0.75} s^{-0.5}$). Pompa menggunakan *impeller backward curved* dengan diameter awal 190 mm dan *ditrimming*

sebanyak tujuh kali dengan diameter *outlet* sebesar 1 cm tiap kali pemotongan hingga diameter terkecil 13 cm. Gambar 2.19. menunjukkan hasil eksperimen nilai *head* terhadap kenaikan kapasitas untuk tiap *impeller*. Grafik menunjukkan terjadi penurunan nilai *head* seiring dengan kenaikan kapasitas aliran, dan terjadi penurunan nilai *head* terhadap pengurangan diameter *impeller*. Dengan demikian dapat disimpulkan proses *trimming impeller* mengakibatkan terjadinya penurunan nilai *head* pada kapasitas aliran yang sama sesuai dengan persamaan 2.28.



Gambar 2. 19. *Head vs Discharge* diagram (Savar, et al, 2009)

Untuk efisiensi yang dihasilkan tiap *impeller* ditunjukkan pada gambar 2.20. terlihat pada grafik nilai efisiensi naik seiring dengan kenaikan *non-dimensional flow coefficient* (ϕ) dan kemudian mengalami penurunan seiring kenaikan ϕ . Titik tertinggi efisiensi disebut *Best Efficiency Point* (BEP). Terlihat pada grafik, BEP tertinggi dimiliki oleh *impeller* dengan diameter 180 mm.

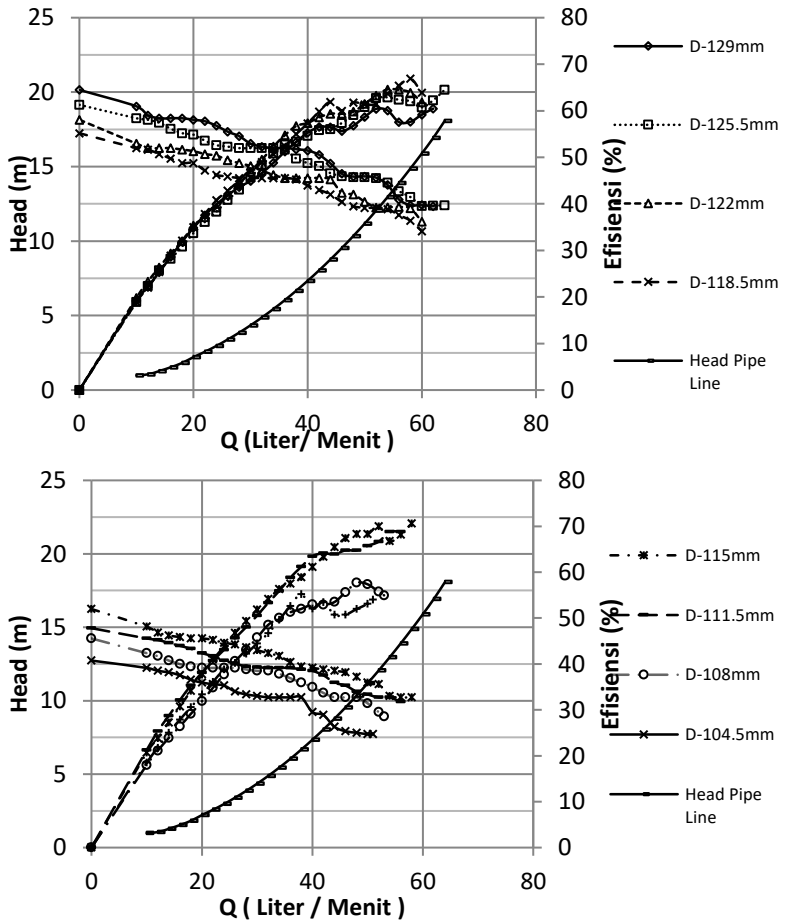


Gambar 2. 20. *Efficiency vs ϕ (flow coefficient)*
(Savar, et al, 2009)

Ridwan (2016) melakukan penelitian *trimming impeller* pada pompa sentrifugal *Interdab MQC 175*. Diameter *impeller* sebelum dilakukan *trimming* adalah 129 mm kemudian dilakukan *trimming outlet* diameter dengan rata – rata pemotongan sebesar 3,5 mm atau 2,713% dari diameter awal. Pemotongan dilakukan tujuh kali hingga diameter terkecil adalah 104,5 mm. Sudut β_2 pada *impeller* mengalami perubahan seiring dengan pengurangan diameter. Sudut β_2 berfungsi untuk menghitung *head* teoritis, *head* teoritis digunakan sebagai pembanding hasil eksperimen dengan teori.

Eksperimen menghasilkan grafik efisiensi dan *head* terhadap kapasitas pompa. Gambar 2.21. menunjukkan grafik efisiensi dan *head* terhadap kapasitas hasil dari eksperimen yang telah dilakukan **Ridwan (2016)**. Pada *impeller* yang terpotong 10,84% atau diameter 115 mm memiliki efisiensi tertinggi dibandingkan dengan *impeller* lainnya, *impeller* berdiameter 155 mm pada titik operasinya atau kapasitas 50 liter/menit menghasilkan *head* 11,02 m dan daya input 134,05 watt, dan memiliki efisiensi tertinggi yaitu 68,71%. Jika dibandingkan

dengan *impeller* sebelum *trimming* yang memiliki diameter 129 mm, pada kapasitas yang sama 50 liter/menit, efisiensi yang dihasilkan sebesar 59,55% dengan *head* 14,14 m dan daya input 199,3 Watt. Hal ini menunjukkan adanya potensi untuk mengurangi konsumsi daya yang dibutuhkan untuk mengalirkan fluida dengan kapasitas yang sama.



Gambar 2. 21. Grafik *Head* dan Efisiensi vs Kapasitas (Ridwan, 2016)

Berikut nilai *head* dan daya tiap *impeller* pada kondisi *shut-off* dan BEP untuk masing – masing *impeller* ditunjukkan pada Tabel 2.5.

Tabel 2. 5. Nilai *head* dan daya input pada kondisi shut-off dan BEP tiap *impeller* (Ridwan, 2016)

Diameter	<i>Head</i> (m)	Daya Input (Watt)	BEP (%)
129.0	19.95	154.86	59.55
125.5	18.95	151.74	61.97
122.0	17.95	140.22	62.62
118.5	17.04	130.77	63.54
115.0	16.04	115.50	68.71
111.5	14.73	105.00	64.47
108.0	14.03	118.12	56.54
104.5	12.53	106.74	50.62

BAB III

METODE PENELITIAN

Penelitian yang akan dilakukan adalah pengujian pompa MQC 175 pada sistem perpipaan CUSSON *friction in pipe line apparatus* untuk mendapatkan kurva karakteristik performa pompa dengan variasi diameter *impeller* pompa. *Impeller* pompa ditrimming hingga diameter tertentu dan dianalisa perubahan kurva karakteristik performa pompa yang dihasilkan.

3.1 Langkah – Langkah Penelitian

Metode dan penelitian ini yaitu studi literatur, peninjauan alat, dan pengambilan data eksperimen dengan variable uji yang sudah ditentukan pada instalasi alat.

3.1.1 Studi Literatur

Sebelum melakukan penelitian ini diperlukan beberapa studi literatur agar memahami hal – hal yang berkaitan dengan penelitian, hal – hal yang diperlukan dalam penelitian ini adalah:

1. Sistem kerja pompa, teori dan persamaan dasar *turbomachinery*, kavitasi, dan kurva karakteristik pompa.
2. Instrumentasi dari sistem perpipaan untuk mendapatkan data yang diperlukan
3. Sistem perpipaan, cara mendesain sistem perpipaan, dan standar pada sistem perpipaan

3.1.2 Peninjauan Alat Penelitian

Melakukan evaluasi peralatan yang akan digunakan untuk penelitian, peralatan – peralatan tersebut meliputi:

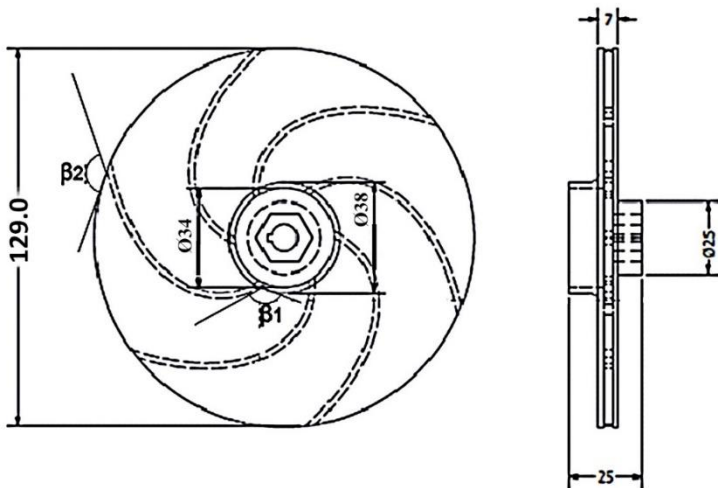
1. Pompa

Penelitian ini menggunakan pompa sentrifugal single-stage MQC 175 dengan spesifikasi daya 300 W, kapasitas maksimal 100 liter/menit, dan putaran mesin

2850 RPM pada voltase 220 V. Diameter pipa *suction* dan *discharge* 1" x 1". *Head suction* sebesar 9 m dan *head discharge* sebesar 22,5 m, sehingga *head total* pompa sebesar 31,5 m. Data pompa tersebut digunakan sebagai acuan merancang instalasi, perhitungan setelah melakukan pengambilan data dan analisa hasil perhitungan.

2. *Impeller*

Pompa single-stage MQC 175 tersebut menggunakan *impeller* type backward curve. *Impeller* memiliki dua *shroud* atau selubung atau biasa disebut *closed impeller*. Spesifikasi *impeller* asli dari pabrik memiliki diameter *outlet* sebesar 129 mm dan diameter *inlet* sebesar 34 mm dan jarak antar dua *shroud* sebesar 7 mm. Sudut masuk *impeller* β_1 sebesar 125° dan sudut keluar *impeller* β_2 sebesar 120° . Gambar 3.1. menunjukkan dimensi dari *impeller* asli pompa MQC 175.



Gambar 3. 1. Dimensi *Impeller* MQC 175 (satuan mm)

Berdasarkan Bristish Standard ISO 9906:1999, dilakukan pemotongan impeller berdasarkan *type number* (K) dari pompa. Mengacu pada persamaan 2.25, perhitungan *type number* (K) dari pompa sebagai berikut:

$$K = \frac{2 \pi n Q^{0.5}}{(gH)^{0.75}}$$

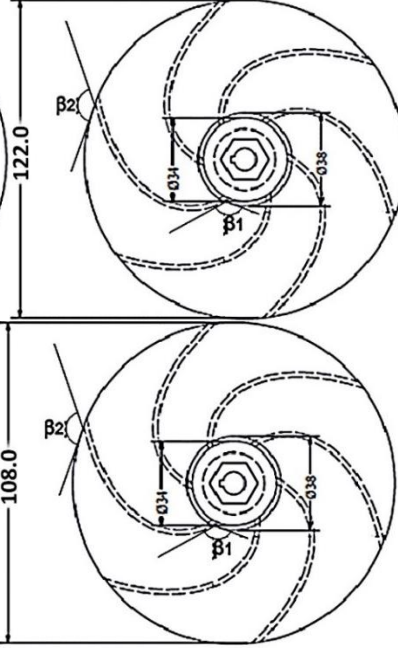
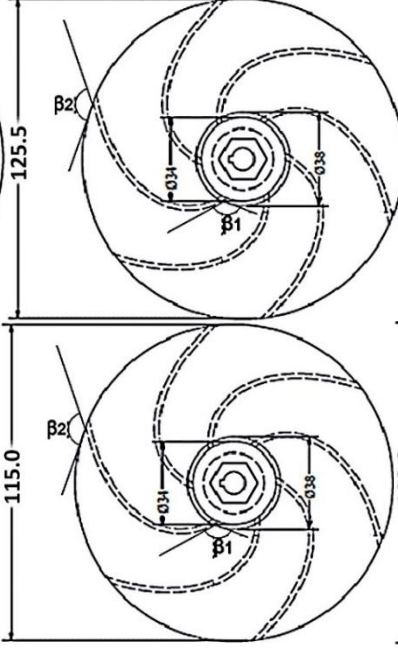
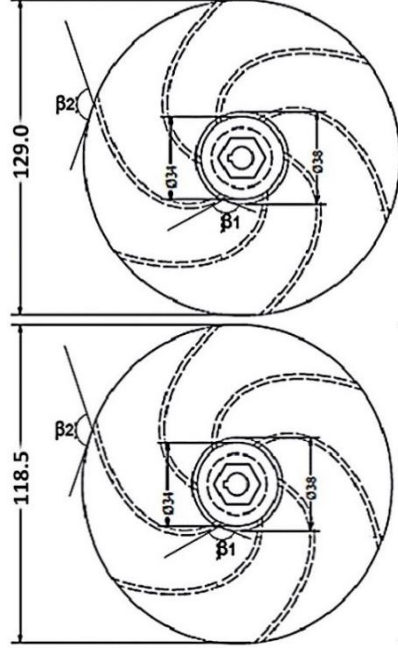
$$K = \frac{2 \cdot \pi \cdot 47,5 \cdot (8,67 \times 10^{-4})^{1/2}}{(9,8 \cdot 14,06)^{3/4}}$$

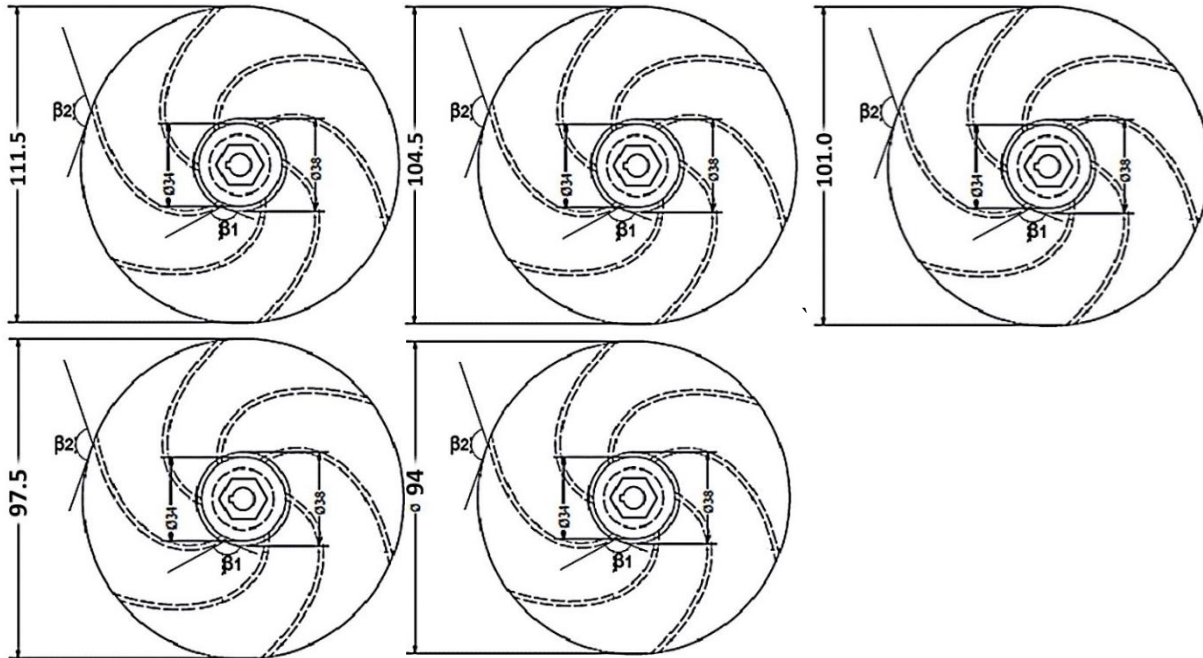
$$K = 0,22$$

Data kapasitas dan head didapatkan dari penelitian sebelumnya pada kondisi BEP. Karena nilai $K \leq 1,0$ maka *impeller* yang digunakan dipotong dengan ratio dibawah 3%. Pada penelitian ini, menggunakan 11 *impeller*. *Impeller* pertama adalah *impeller* asli dari pompa sebelum *dtrimming* dan *impeller* terakhir adalah *impeller* yang terpotong melewati batas dari ISO 9906:1999 Annex B. Tabel 3.1. menunjukkan diameter dan sudut keluar *impeller* yang digunakan.

Tabel 3. 1. Dimensi *Impeller*

No.	Diameter (mm)	Sudut β_2 (°)
1	129.0	120
2	125.5	120
3	122.0	120
4	118.5	119
5	115.0	117
6	111.5	115
7	108.0	113
8	104.5	110
9	101.0	107
10	97.5	104
11	94.0	101



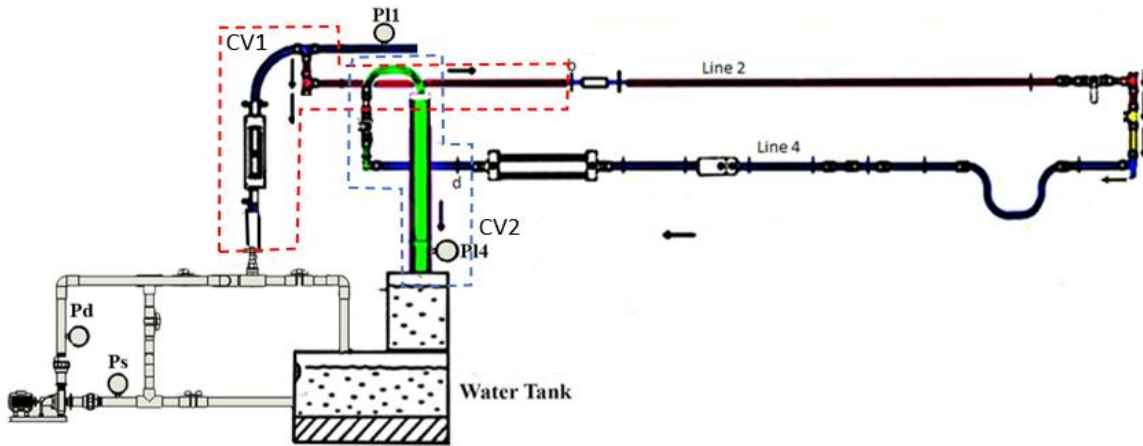


Gambar 3. 2. *Impeller* yang digunakan dalam penelitian

3. Instalasi perpipaan

Instalasi sistem perpipaan yang digunakan pada penelitian ini menggunakan *CUSSON friction in pipe apparatus*. Sistem ini memiliki beberapa komponen perpipaan diantaranya *valve*, *fitting* perpipaan, dan *water circulating unit*. Pipa yang digunakan adalah jenis *Polyvinyl Chloride* (PVC) untuk pengujian *losses* pada perpipaan.

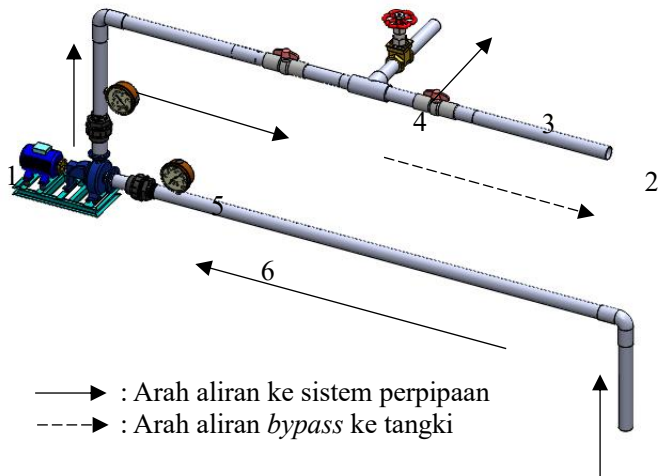
Untuk penelitian ini, *Control Volume* (CV) yang digunakan hanya pada bagian *water circulating unit*, pompa, pipa *suction* dan *discharge*, alat ukur tekanan pada pipa *suction* dan *discharge*, *valve* pengatur kapasitas *discharge* pompa dan *pipeline* 2-4 pada sistem perpipaan *CUSSON friction in pipe line apparatus*. Gambar 3.3. menunjukkan *Control Volume* yang digunakan pada *CUSSON friction in pipe line apparatus*.



Gambar 3. 3. Instrumentasi dan Control Volume penelitian pada CUSSON friction in pipe *line* apparatus

- *Line II*: Pipa PVC
Diameter, $D = 3/4$ in
Panjang, $L = 3$ m
- *Line IV*: Pipa PVC
Diameter, $D = 3/4$ in
Panjang $L = 1$ m

Water circulating unit berfungsi sebagai komponen utama untuk mengalirkan fluida pada sistem *CUSSON friction in pipe line apparatus*. Unit ini terdiri dari beberapa komponen pendukung yang ditunjukkan pada gambar 3.4.



Gambar 3. 4. *Water circulating unit*

Keterangan:

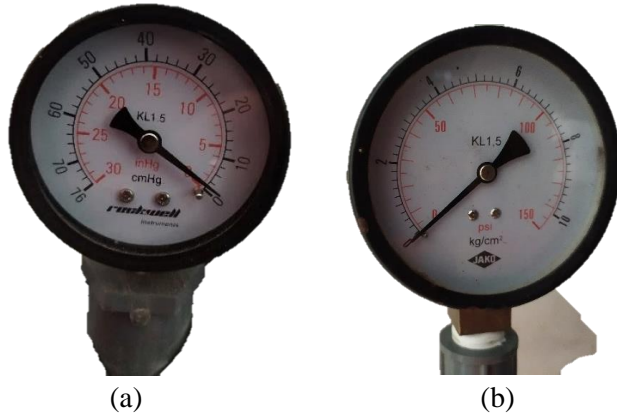
1. Pompa MQC 175
2. *Bypass Valve*
3. *Gate Valve*
4. *Ball Valve*
5. *Pressure gauge Discharge*
6. *Pressure gauge Suction*.

4. Alat ukur

Dalam penelitian ini digunakan beberapa alat ukur untuk mendapatkan data tekanan, tegangan listrik, arus listrik dan *pressure drop* yang terjadi pada sistem perpipaan.

1. *Pressure gauge*

Pressure gauge yang digunakan terdiri atas 2 jenis, yaitu *negative pressure gauge* dan *positive pressure gauge*. Gambar 3.5. menunjukkan skala pada *pressure gauge* yang digunakan. Pada *negative pressure gauge*, terdapat 2 skala pembacaan. Skala pembacaan pertama dengan satuan cmHg dari -76 cmHg hingga 0 cmHg dan skala pembacaan kedua dengan satuan inHg dari -30 inHg hingga 0 inHg. *Negative pressure gauge* ini berfungsi untuk mengukur tekanan *suction* pompa (*Ps*). *Positive pressure gauge*, terdapat 2 skala pembacaan. Skala pertama dengan satuan psi, mulai dari 0 psi hingga 90 psi dan skala kedua menggunakan satuan kg/cm², mulai dari 0 kg/cm² hingga 6 kg/cm². *Positive pressure gauge* ini berfungsi untuk mengukur tekanan *discharge* pompa (*Pd*). Tabel 3.2. menunjukkan spesifikasi *pressure gauge*.



Gambar 3. 5. *Negative pressure gauge* (a)
positive pressure gauge (b)

Tabel 3. 2. Spesifikasi *negative pressure gauge* dan
positive pressure gauge

Spesifikasi <i>Pressure gauge</i>				
Jenis <i>Pressure gauge</i>	<i>Negative</i>		<i>Positive</i>	
Satuan tekanan	cmHg	inHg	psi	kg/cm ²
Tekanan Maksimum	0	0	150	10
Tekanan Minimum	-76	-30	0	0
Skala Pembacaan	2	1	5	0,2

2. Manometer U (manometer raksa)

Manometer raksa digunakan untuk mengukur *pressure drop* yang terjadi pada sistem perpipaan. *Pressure drop* yang terjadi ditampilkan dalam bentuk beda ketinggian cairan raksa (Δh). Cara menggunakan manometer raksa adalah kedua selang yang terhubung dengan manometer dipasang pada dua *pressure tap* yang akan diukur *pressure*

dropnya. Gambar 3.6. menunjukkan manometer U dan tabel 3.3. menunjukkan spesifikasi manometer U



Gambar 3. 6. Manometer U (raksa)

Tabel 3. 3. Spesifikasi Manometer U

Spesifikasi Manometer U	
Maksimum Δh	0-1000 mm
Skala pembacaan	1 mm
Fluida ukur	Raksa
Massa Jenis (ρ)	13600 kg/m ³

3. Clamp meter

Clamp meter atau tang amper digunakan untuk mengukur arus dan tegangan listrik yang diterima motor pompa selama bekerja. Cara mengukur arus listrik adalah menjepit rahang clamp meter pada salah satu kabel listrik pompa dan mengatur saklar clamp meter ke posisi ampermeter AC (\tilde{A}). Cara

mengukur tegangan listrik pompa dibantu dengan kabel probe yang ditancapkan ke soket listrik yang terhubung dengan pompa, kemudian saklar clamp meter diatur ke posisi tegangan listrik AC (\tilde{V}). Gambar 3.7. menunjukkan clamp meter digital model: DT-266 sedangkan tabel 3.4. menunjukkan spesifikasi clamp meter.



Gambar 3. 7. Clamp meter dan kabel probe

Tabel 3. 4. Spesifikasi Clamp Meter

Spesifikasi Clamp Meter digital Model: DT-266	
Tegangan AC Maksimum	750 V
Arus AC Maksimum	200 A
Skala Tegangan	1 V
Skala Arus	0,1 A

4. Rotameter

Rotameter yang digunakan rotameter fisher 2000 yang berfungsi untuk pembacaan debit yang dikehendaki sebelum masuk sistem perpipaan dengan membuka atau menutup secara perlahan *gate valve*. Gambar 3.8. menunjukkan rotameter FISHER control 2000 dan tabel 3.5. menunjukkan spesifikasi rotameter.



Gambar 3. 8. Rotameter FISHER Controls 2000

Tabel 3. 5. Spesifikasi Rotameter FISHER Controls 2000

Spesifikasi Rotameter FISHER Controls 2000	
Kapasitas Maksimum	100 Liter/menit
Kapasitas Minimum	10 Liter/menit
Skala pembacaan	2 Liter/menit

3.1.3 Prosedur Pengambilan Data

Berikut adalah prosedur pengambilan data penelitian *trimming impeller* pada pompa sentrifugal MQC 175.

Prosedur pengambilan data adalah sebagai berikut:

1. Pastikan daerah sekitar pengujian bersih dan bebas genangan air.
2. Pastikan *impeller* terpasang dengan benar dan sesuai dengan yang diinginkan.
3. Buka penuh *valve* pipa menuju *bypass*.
4. Pastikan pipa utama pada *line 1 CUSSON friction loss in pipe apparatus* terbuka penuh.
5. Tekan ON *switch* untuk menghidupkan motor.
6. Tunggu beberapa saat hingga motor bekerja normal, ditandai dengan tekanan *suction* dan *discharge* yang stabil.
7. Pastikan sistem perpipaan tidak mengalami kebocoran yang signifikan.
8. Apabila terjadi kebocoran, matikan motor dengan menekan OFF *switch*.
9. Lakukan perbaikan pada bagian yang bocor, kemudian ulangi dari langkah 6.
10. Tutup *bypass valve*.
11. Ambil data tekanan pada sisi *suction* dan *discharge*, selisih tekanan pada *pressure tap b* dan *d*, ukur voltase dan arus listrik pompa
12. Buka perlahan *discharge valve* untuk mengatur kapasitas.
13. Ulangi langkah 12 dan 13 dengan kenaikan kapasitas 4 liter/menit mulai dari kapasitas 0 liter/menit hingga kapasitas maksimal yang dapat dicapai oleh tiap *impeller*.
14. Pengambilan data dilakukan 2 kali untuk selang waktu 1 menit tiap pengambilan data.
15. Tekan OFF *switch* untuk mematikan motor.

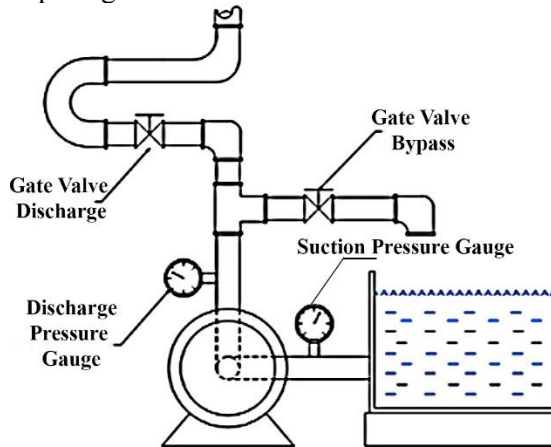
16. Buka *casing* pompa, ganti *impeller* 1 dengan *impeller* 2.
17. Ulangi langkah 1 sampai 15 untuk *impeller* 3 hingga *impeller* 11.
18. Setelah selesai simpan data dalam bentuk tabel *excel*.

3.2 Analisis Pompa dan Sistem Perpipaan

Analisis terhadap performa pompa dilakukan untuk mengetahui karakteristik kerja pompa pada setiap *impeller* nya. Beberapa parameter yang menentukan karakteristik kerja pompa adalah *head* (H_p), efisiensi (η_p) dan *head pipeline* (H_{pi}).

1. *Head* Pompa (H_p)

Perhitungan *head actual* pompa melibatkan tekanan *suction* dan tekanan *discharge*. Besarnya nilai tekanan diukur 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.

Bila pipa *suction* dan *discharge* memiliki diameter yang sama, maka kecepatan pada *suction* dan *discharge* sama. Dari persamaan 2.7, kita peroleh:

$$H_p = \frac{P_d - P_s}{\gamma} + Z_d - Z_s, \dots\dots\dots 3.1$$

dimana:

H_p = head pompa (m)

P_d = tekanan di sisi *discharge* (N/m²)

P_s = tekanan di sisi *suction* (N/m²)

γ = berat jenis fluida (N/m³)

h_g = selisih ketinggian *pressure gauge* (m).

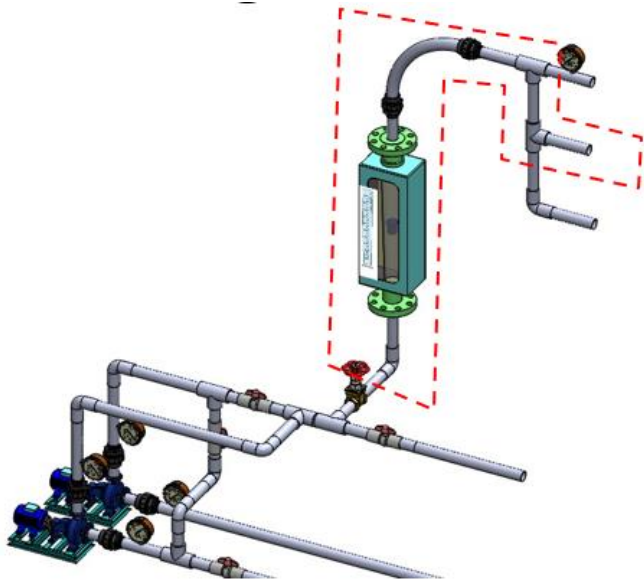
2. Efisiensi pompa (η_p)

Perhitungan efisiensi pompa memerlukan nilai *BHP* dan *WHP*, dimana *BHP* didapatkan dari pengukuran tegangan listrik dan arus listrik, sedangkan *WHP* didapatkan dari pengukuran *head* aliran dan kapasitas aliran. Efisiensi pompa didapatkan dari persamaan 2.23 untuk tiap kapasitas yang diukur.

3. *Head Pipeline* (H_{pi})

Head pipeline seharusnya diukur dari *discharge* pompa hingga ujung dari sistem perpipaan tersebut, namun pada penelitian kali ini *pressure tap* untuk mengukur *head pipeline* hanya terpasang pada *line 2 (b)* dan pada *line 4 (d)*, sehingga ada sistem perpipaan yang tidak terukur *head pipelinenya* yaitu pada daerah setelah gate valve hingga titik (*b*) (CV_1) dan setelah titik (*d*) hingga ke tangki air (CV_2) seperti pada gambar 3.3, maka dilakukan perhitungan empirik untuk mendapatkan *head pipeline* pada kedua *control volume* tersebut.

Perhitungan *head pipeline* daerah CV_1 , dilakukan pengukuran selisih tekanan antara *pressure discharge* (P_d) dan *pressure gauge* (P_{11}) pada kondisi *fully open*, kemudian *head loss* yang dihasilkan dikurangi dengan *head loss* pada komponen sebelum *gate valve* yang dihitung secara empirik. Gambar 3.10. menunjukkan komponen yang ada pada CV_1 .



Gambar 3. 10 Control Volume 1

Perhitungan nilai K_{ltotal} pada kondisi gate valve *fully open* atau kapasitas 50 L/menit sebagai berikut:

$$K_{ltotal} = \frac{2 \times (Pd - Pl1)}{\rho \cdot V^2}$$

$$K_{ltotal} = \frac{2 \times (75834 - 55152)}{997 \times 1.645^2}$$

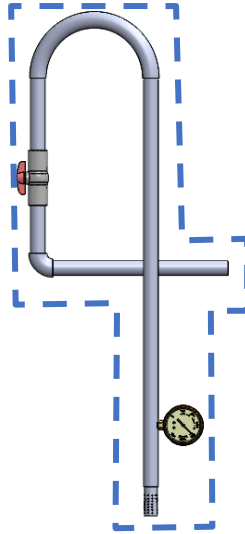
$$K_{ltotal} = 15,32$$

Koefisien ini berlaku total dari setelah *discharge* pompa hingga *pressure gauge* di line 1, agar mendapatkan *head loss* pada daerah CV₁ maka dilakukan perhitungan seperti berikut:

$$H_{cv1} = \left(K_{ltotal} + \left(K_{tee} + f \frac{L}{D} \right)_{line 2} - \left(K_{gv} + 3K_{tee} + K_{el} + K_{Bv} + f \frac{L}{D} \right)_{circulating unit} \right) \frac{V^2}{2g} \dots\dots\dots 3.2$$

Perhitungan *head pipeline* pada CV₂ terdapat *elbow*, *ball valve*, *long radius elbow* dan *strainer* seperti pada gambar 3.11. Sehingga perhitungan *head pipeline* untuk CV₂ seperti berikut:

$$H_{cv2} = \left(K_{elbow} + K_{longelbow} + K_{strainer} + K_{Bv} + f \frac{L}{D} \right) \frac{V^2}{2g}, \dots 3.3$$



Gambar 3. 11. Control Volume 2

Perhitungan *head pipeline* titik (b) hingga (d) menggunakan alat ukur manometer raksa, sehingga perhitungan *head pipelinenya* sebagai berikut:

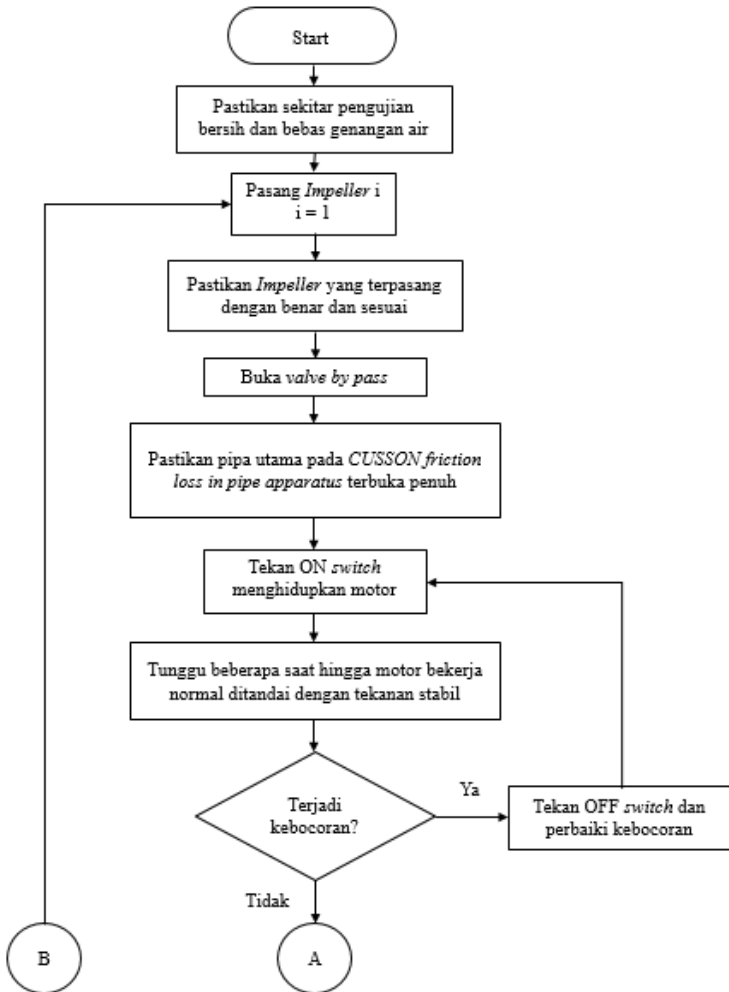
$$H_{l2-4} = \frac{P_b - P_d}{\gamma} + \frac{\bar{V}_b^2 - \bar{V}_d^2}{2g} + (Z_b - Z_d), \dots 3.4$$

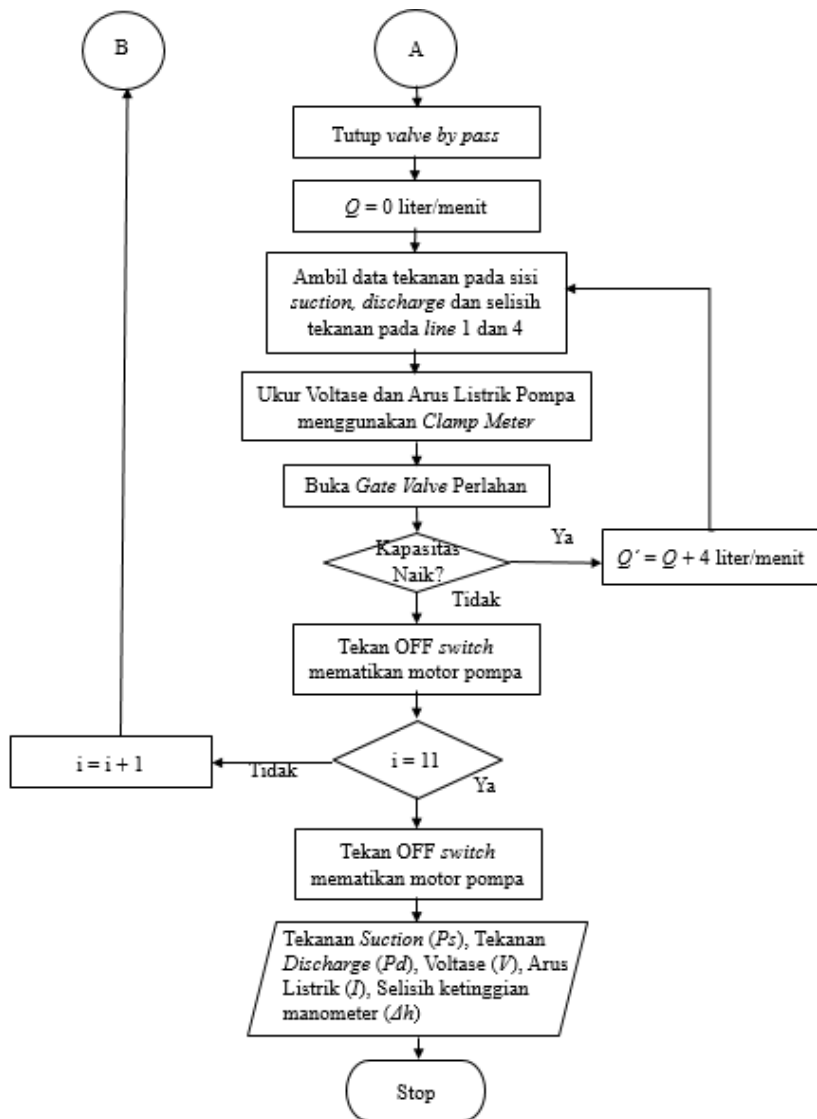
Sehingga perhitungan *head pipeline* total untuk *line 2-4* sebagai berikut:

$$H_{pl} = H_{cv1} + H_{l2-4} + H_{cv2}, \dots 3.5$$

3.3 Flowchart Pengambilan Data

Prosedur pengambilan data diubah menjadi *flowchart* untuk mempermudah memahami proses pengambilan data. Gambar 3.12. menunjukkan *flowchart* prosedur pengambilan data yang dilakukan.





Gambar 3. 12. Flowchart Prosedur Pengambilan Data

BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

Telah dilakukan pengujian *impeller* terhadap pompa MQC 175 yang terpasang pada sistem perpipaan *CUSSON friction in pipe line apparatus* pada *line 2-4*. Dari pengujian ini didapatkan data tekanan *suction* (P_s) dan tekanan *discharge* pompa (P_d), tegangan listrik (V) dan arus listrik (I) yang dibutuhkan pompa, dan *pressure drop* yang terjadi pada *line 2-4* dalam bentuk selisih ketinggian manometer U (Δh).

Pada bab ini, data yang didapatkan dari pengujian kemudian diolah sehingga menghasilkan parameter – parameter yang dibutuhkan. Parameter yang dibutuhkan adalah *head* pompa (H_p), efisiensi (η_p), *Water Horse Power* (*WHP*), *Break Horse Power* (*BHP*) dan *head pipeline* (H_{pl}). Parameter tersebut didapatkan dari perhitungan menggunakan persamaan yang ada. Selanjutnya parameter tersebut ditampilkan bentuk grafik terhadap kenaikan kapasitas aliran (liter/menit). Grafik – grafik tersebut dianalisa untuk menjawab tujuan dari penelitian ini.

4.1 Data Penelitian

Setelah dilakukan pengujian didapatkan data tekanan *suction* (P_s) dan tekanan *discharge* pompa (P_d), tegangan listrik (V) dan arus listrik (I) yang dibutuhkan pompa, dan *pressure drop* yang terjadi pada *line 2-4* dalam bentuk selisih ketinggian manometer U (Δh). Data tersebut bervariasi terhadap diameter *impeller* pompa dan kapasitas aliran, kemudian dilampirkan pada lampiran A.1 hingga A.11.

4.2 Contoh Perhitungan

Perhitungan dilakukan untuk mendapatkan beberapa data yang diperlukan untuk penelitian kali ini. Perhitungan yang dilakukan adalah menghitung *head* aliran, *BHP*, *WHP*, efisiensi pompa, dan *head pipeline*. Contoh perhitungan kali ini mengacu

pada data *impeller* pompa berukuran 129 mm yang dioperasikan pada kapasitas 38 liter/menit.

4.2.1 Perhitungan *Head* Pompa

Untuk mendapatkan *head* pompa (H_p), dibutuhkan data tekanan *suction* dan tekanan *discharge*. Tekanan yang dihasilkan berturut-turut sebesar -25 cmHg dan 18 psi kemudian dilakukan perhitungan sebagai berikut untuk mendapatkan nilai *head* pompa tersebut:

Perhitungan konversi satuan tekanan (cmHg dan psi) ke satuan SI (N/m^2) sebagai berikut:

$$P_s = -25 \text{ cmHg} \times 1333.2 \frac{N/m^2}{\text{cmHg}}$$

$$P_s = -33330,6 \text{ N/m}^2$$

$$P_d = 18 \text{ psi} \times 6894 \frac{N/m^2}{\text{psi}}$$

$$P_d = 124092 \text{ N/m}^2$$

Kemudian dilakukan perhitungan *head* pompa berdasarkan persamaan 3.1 sebagai berikut:

$$H_p = \frac{124092 \frac{N}{m^2} - (-33330,6) \frac{N}{m^2}}{9,8 \frac{m}{s^2} \times 997 \frac{kg}{m^3}} + 0,25 \text{ m}$$

$$H_p = 16,09 \text{ m}$$

4.2.2 Perhitungan *Water Horse Power*

Perhitungan *Water Horse Power* (*WHP*) berdasarkan persamaan 2.22, maka perhitungannya sebagai berikut:

Perhitungan konversi satuan kapasitas aliran liter/menit menjadi m^3/s sebagai berikut:

$$Q = 38 \frac{L}{\text{menit}} \times \frac{1}{6000} \frac{\frac{m^3}{s}}{\frac{L}{\text{menit}}}$$

$$Q = 6,33 \times 10^{-3} \text{ m}^3/s$$

Kemudian perhitungan *WHP* berdasarkan persamaan 2.22 sebagai berikut:

$$\begin{aligned}WHP &= \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \\WHP &= 997 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 6,33 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot 16,09 \text{ m} \\WHP &= 99,70 \text{ Watt}.\end{aligned}$$

dimana:

WHP : *Water Horse Power* (Watt)
 ρ : massa jenis air saat 27°C (kg/m³)
 g : percepatan gravitasi (m/s²)
 Q : kapasitas aliran (m³/s)
 H : *head* pompa (m)

4.2.3 Perhitungan *Break Horse Power*

Perhitungan *Break Horse Power* (*BHP*) membutuhkan nilai tegangan dan arus listrik. Tegangan dan arus listrik diukur menggunakan clamp meter pada pompa, berdasarkan persamaan 2.21, maka perhitungan *BHP* sebagai berikut:

$$\begin{aligned}BHP &= V \cdot I \cdot \cos\phi \\BHP &= 223 \text{ V} \cdot 1,5 \text{ A} \cdot 0,8 \\BHP &= 249,76 \text{ Watt}.\end{aligned}$$

dimana:

BHP : *Break Horse Power* (Watt)
 V : tegangan listrik (Volt)
 I : Arus listrik (Ampere)
 $\cos\phi$: *power factor* = 0,8

4.2.4 Perhitungan Efisiensi Pompa

Berdasarkan persamaan 2.23, perhitungan efisiensi pompa sebagai berikut:

$$\eta_p = \frac{WHP}{BHP} \times 100\%$$

$$\eta_p = \frac{99,70}{249,76} \times 100\%$$

$$\eta_p = 39,92 \%$$

4.2.5 Perhitungan *Head Pipeline*

1. Perhitungan empirik *head pipeline* pada CV₁:

Pada gambar 3.3 ditunjukkan CV₁ yang tidak dapat diukur menggunakan manometer raksa, dengan bantuan data pada gambar 2.17, tabel 2.3 dan tabel 2.4, dilakukan perhitungan empirik *head pipeline* pada CV₁ berdasarkan persamaan 3.2 sebagai berikut:

$$H_{cv1} = \left(14.1 + \left(1 + 0.024 \frac{1}{0.0254} \right) - \left(0.15 + 3 + 0.72 + 0.07 + 0.024 \frac{0.7}{0.0254} \right) \right) \frac{1.251^2}{2 \times 9.8} \frac{m^2/s^2}{m/s^2}$$

$$H_{cv1} = 12,66 \times \frac{1.251^2}{2 \times 9.8} \frac{m^2/s^2}{m/s^2}$$

$$H_{cv1} = 1,01 \text{ m.}$$

2. Perhitungan empirik *head pipeline* pada CV₂:

Pada gambar 3.10 ditunjukkan CV₂ yang ada pada sistem perpipaan yang digunakan, dengan bantuan data pada gambar 2.17, tabel 2.3 dan tabel 2.4, dilakukan perhitungan empirik *head pipeline* pada CV₂ berdasarkan persamaan 3.3 sebagai berikut:

$$H_{cv2} = \left(0,3 + 0,2 + 5,95 + 0,05 \right. \\ \left. + 0,024 \frac{1}{0,01905} \right) \frac{2,223^2 \text{ m}^2/\text{s}^2}{2 \times 9,8 \text{ m/s}^2}$$

$$H_{cv2} = 1,829 \text{ m.}$$

3. Perhitungan *head pipeline* 2-4

Pada gambar 3.3 ditunjukkan sistem perpipaan yang digunakan. Untuk mendapatkan *head pipeline* 2-4, dilakukan pengukuran menggunakan manometer raksa pada titik (b) dan (d) untuk mendapatkan *pressure drop* yang terjadi. Kemudian dilakukan perhitungan *head pipeline* berdasarkan persamaan 3.4 seperti berikut:

$$H_{l2-4} = \frac{P_b - P_d}{\gamma} + \frac{\bar{V}_b^2 - \bar{V}_d^2}{2g} + (Z_b - Z_d)$$

$$H_{l2-4} = \frac{\rho_{Hg} \times g \times \Delta h}{\rho_{air} \times g} + \frac{\bar{V}_b^2 - \bar{V}_d^2}{2g} + (Z_b - Z_d)$$

$$H_{l2-4} = \frac{13600 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times 0,43 \text{ m}}{997 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} \\ + \frac{(2,22^2 - 2,22^2) \text{ m}^2/\text{s}^2}{2 \times 9,8 \text{ m/s}^2} + 0,2 \text{ m}$$

$$H_{l2-4} = 6,048 \text{ m.}$$

Sehingga *head pipeline* total yang dihasilkan sebagai berikut:

$$H_T = H_{cv1} + H_{l2-4} + H_{cv2}$$

$$H_T = 1,01 \text{ m} + 6,048 \text{ m} + 1,829 \text{ m}$$

$$H_T = 8,888 \text{ m.}$$

4.3 Analisa Data

Setelah dilakukan perhitungan untuk mendapatkan parameter yang dibutuhkan, parameter tersebut ditampilkan dalam bentuk grafik. Grafik parameter tersebut dibuat berdasarkan perbandingan antara parameter terhadap kapasitas aliran dalam satuan liter/menit. Kemudian dilakukan analisa untuk setiap grafik yang dihasilkan.

4.3.1 Analisa *Head* Pompa

Analisa terhadap nilai *head* yang dihasilkan oleh *impeller* pompa. *Impeller* asli pompa berukuran 129 mm kemudian dipotong hingga diameter 125,5 mm, 122 mm, 118,5 mm, 115 mm, 111,5 mm, 108 mm, 104,5 mm, 101 mm, 97,5 mm, dan 94 mm. *Impeller* tersebut diujikan pada pompa MQC 175 pada sistem perpipaan CUSSON *friction loss in pipe apparatus line 2-4*. Hasil pengujian ini telah dilakukan pengolahan data berupa grafik *head* pompa (H) dalam satuan meter terhadap kapasitas aliran (Q) dalam saluran liter/menit seperti pada Gambar 4.1.

Berdasarkan gambar 4.1. bahwa nilai *head* pompa yang dihasilkan untuk tiap *impeller* memiliki karakteristik yang sama seiring perubahan kapasitas aliran. *Head* pompa cenderung mengalami penurunan seiring dengan kenaikan kapasitas aliran. Untuk *impeller* dengan diameter 129 mm, saat kapasitas aliran 0 liter/menit, *head* yang dihasilkan 19,98 m, kemudian turun seiring dengan kenaikan kapasitas aliran hingga kapasitas 50 liter/menit menghasilkan *head* sebesar 13,96 m.

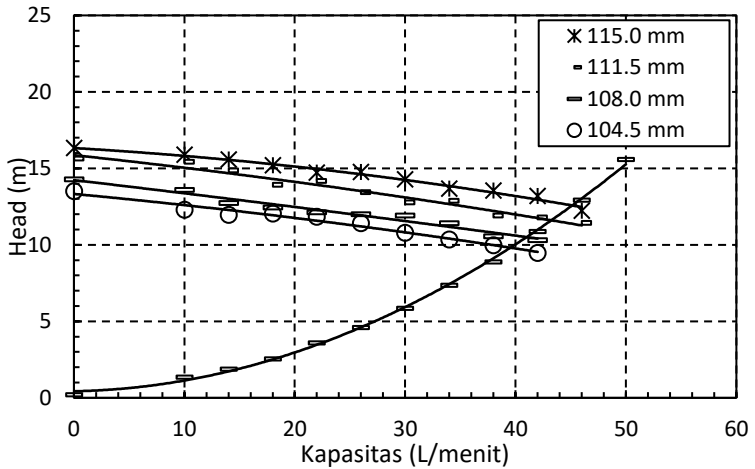
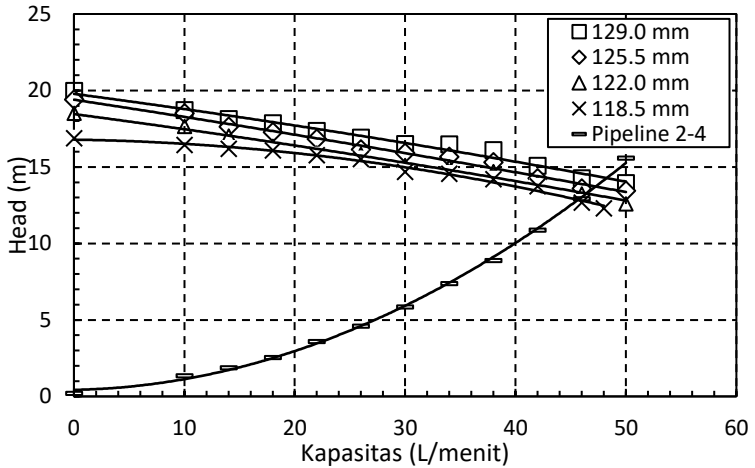
Nilai *head* mengalami penurunan seiring dengan kenaikan kapasitas aliran, hal ini sesuai dengan teori yang ada

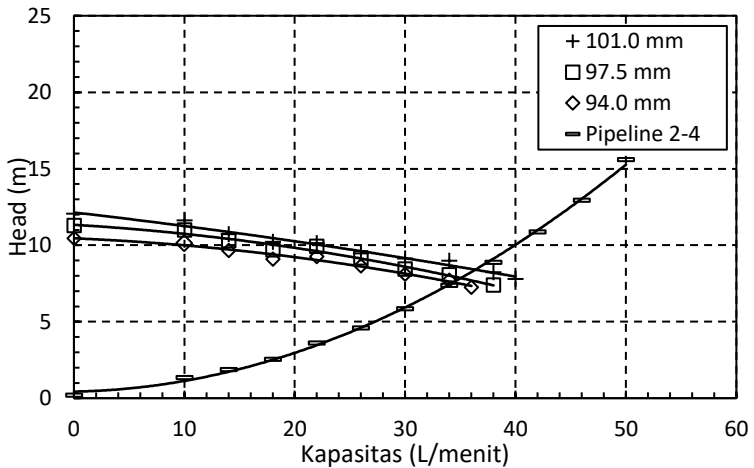
pada persamaan 2.13. Pada persamaan $H_{t\infty} = \frac{U_2^2}{g} + U_2 \frac{Q}{\pi D_2 b_2} \cot \beta_2$; *impeller* berjenis *backward* memiliki besar sudut $\beta_2 > 90^\circ$, hal ini menyebabkan $\cot \beta_2$ bernilai negatif. Sehingga nilai *head* teoritis untuk pompa dengan *impeller* jenis *backward* akan mengalami penurunan seiring kenaikan kapasitas.

Pada gambar 4.1. terlihat bahwa *head* pompa pada kondisi *shut-off* atau kapasitas 0 liter/menit untuk setiap *impeller*. *Impeller* dengan diameter 129 mm menghasilkan *head* terbesar yaitu 19,98 m. *Impeller* dengan diameter 125,5 mm menghasilkan *head* sebesar 19,40 m. *Impeller* dengan diameter 122 mm menghasilkan *head* sebesar 18,51 m. *Impeller* dengan diameter 118,5 mm menghasilkan *head* sebesar 16,88 m. *Impeller* dengan diameter 115 mm menghasilkan *head* sebesar 16,33 m. *Impeller* dengan diameter 111,5 mm menghasilkan *head* sebesar 15,64 m. *Impeller* dengan diameter 108 mm menghasilkan *head* sebesar 14,28 m. *Impeller* dengan diameter 104,5 mm menghasilkan *head* sebesar 13,52 m. *Impeller* dengan diameter 101 mm menghasilkan *head* sebesar 12,06 m. *Impeller* dengan diameter 97,5 mm menghasilkan *head* sebesar 11,29 m. *Impeller* dengan diameter 94 mm menghasilkan *head* terkecil sebesar 10,45 m pada kondisi *shut-off*. Terjadi penurunan *head* seiring berkurangnya diameter *impeller* pada kapasitas aliran yang sama.

Nilai *head* mengalami penurunan seiring dengan penurunan diameter *impeller* pada kapasitas aliran yang sama, hal ini sesuai dengan teori *Pump law* pada persamaan $\frac{H_1}{\omega_1^2 D_1^2} = \frac{H_2}{\omega_2^2 D_2^2}$; karena nilai kecepatan putar *impeller* tetap dan diameter *impeller* mengalami penurunan, maka nilai *head* yang

dihasilkan oleh *impeller* diameter yang lebih kecil menghasilkan *head* yang lebih kecil untuk kondisi kapasitas aliran yang sama.





Gambar 4. 1. Grafik *head* pompa tiap *impeller* terhadap kapasitas aliran

4.3.2 Analisa *Pump Water Horse Power (WHP)*

Setelah didapatkan nilai *head* untuk tiap *impeller*, dilakukan perhitungan untuk mendapatkan *Water Horse Power (WHP)* untuk setiap *impeller* menggunakan persamaan 2.22. Nilai *WHP* ini berubah – ubah seiring dengan perubahan kapasitas aliran dan diameter *impeller* yang digunakan. Setelah dilakukan perhitungan, didapatkan grafik *WHP* (Watt) terhadap kapasitas aliran (liter/menit) seperti pada gambar 4.2.

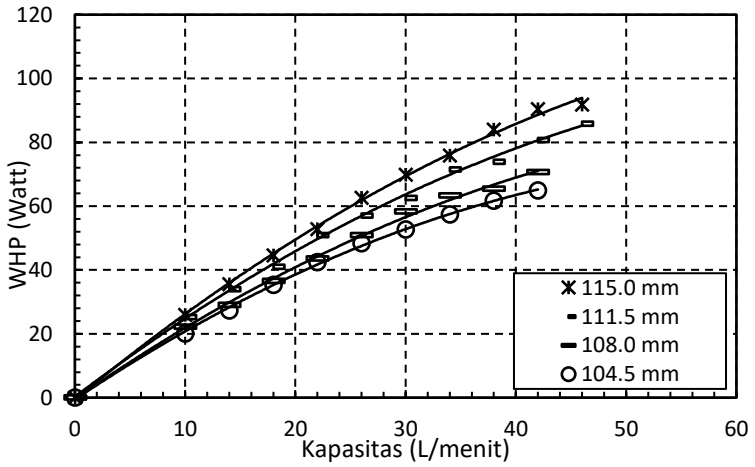
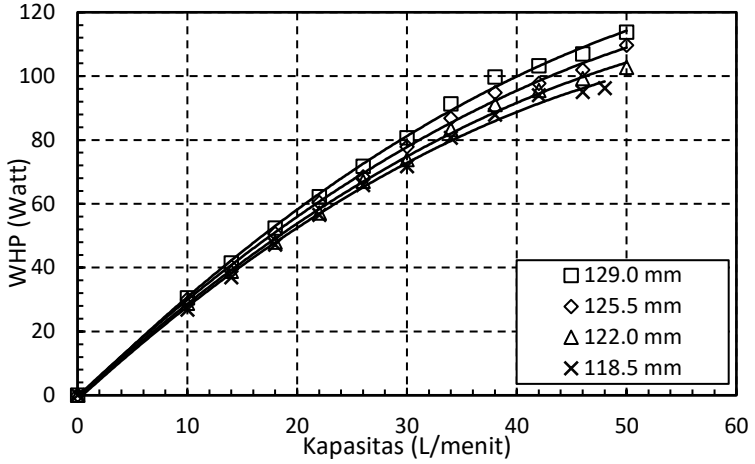
Berdasarkan gambar 4.2. terlihat bahwa semua *impeller* memiliki *trendline* yang sama, setiap *impeller* menghasilkan nilai *WHP* yang meningkat seiring kenaikan kapasitas aliran dan turun pada kapasitas tertentu. Untuk *impeller* dengan diameter 129 mm terlihat menghasilkan *WHP* yang meningkat seiring kenaikan kapasitas aliran. Kenaikan nilai *WHP* ini hampir membentuk sebuah parabolik. Hal yang sama juga

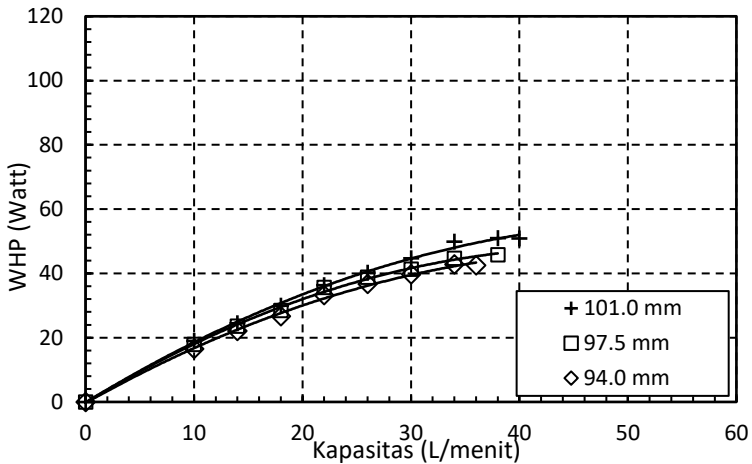
dialami oleh *impeller* lain namun dengan nilai *WHP* yang lebih kecil seiring pengurangan diameter *impeller*.

Trendline WHP seiring dengan kenaikan kapasitas aliran sudah sesuai dengan teori yang ada, pada persamaan $WHP = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H$; terbukti nilai *WHP* berbanding lurus dengan nilai kapasitas aliran, apabila nilai kapasitas aliran dinaikan maka *WHP* yang dihasilkan juga mengalami kenaikan. Nilai *head* mengalami penurunan seiring kenaikan kapasitas aliran, hal ini menyebabkan nilai *WHP* menurun pada kapasitas tertentu.

Pada gambar 4.2. terlihat bahwa grafik *WHP* mengalami penurunan seiring dengan berkurangnya diameter *impeller*, *impeller* dengan diameter 129 mm memiliki *WHP* yang lebih besar dibandingkan dengan *impeller* yang lebih kecil. Pada grafik terlihat *impeller* dengan diameter 129 mm menghasilkan *WHP* maksimum sebesar 113,75 Watt, *WHP* maksimum untuk *impeller* yang sudah terpotong lebih kecil dari pada *impeller* asli, hingga pada *impeller* terkecil menghasilkan *WHP* maksimum sebesar 42,48 Watt.

Penurunan *WHP* seiring dengan berkurangnya diameter *impeller* pada kapasitas yang sama sudah sesuai dengan teori yang ada, pada persamaan $WHP = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H$; dimana nilai *WHP* dipengaruhi oleh *head* pompa, karena pada gambar 4.1. terlihat *head* pompa mengalami penurunan seiring dengan berkurangnya diameter *impeller* pada kapasitas aliran yang sama, maka nilai *WHP* juga mengalami penurunan seiring dengan berkurangnya diameter *impeller* pompa pada kapasitas aliran yang sama.





Gambar 4. 2. Grafik *WHP* tiap *impeller* terhadap kapasitas aliran

4.3.3 Analisa *Pump Break Horse Power (BHP)*

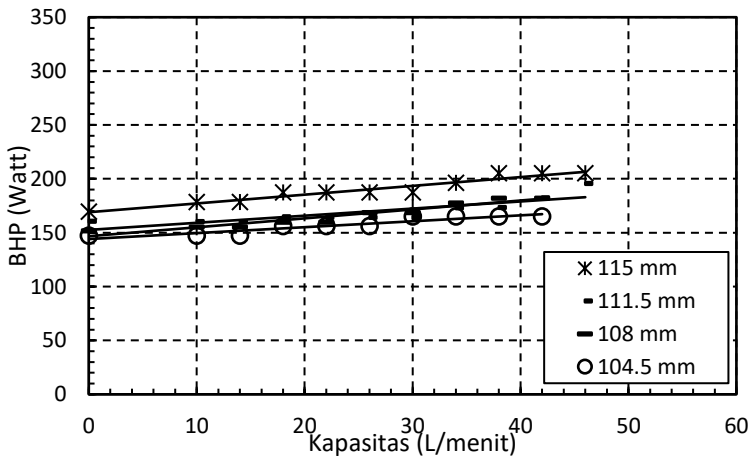
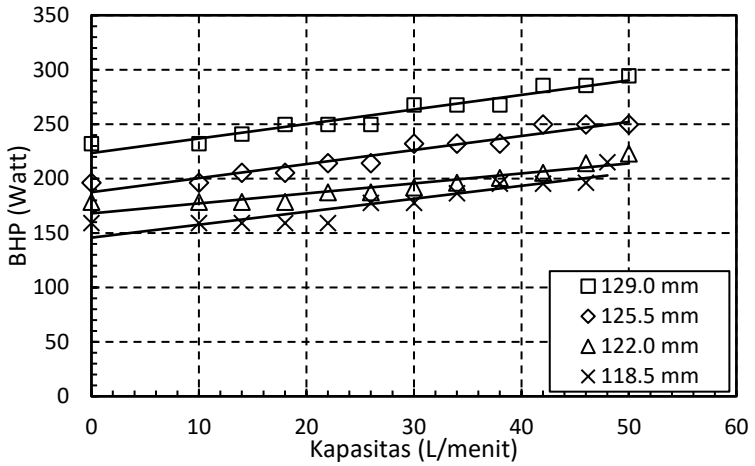
Pada pengujian *impeller* pompa MQC 175, didapatkan data tegangan listrik dan arus listrik yang dibutuhkan oleh pompa untuk memutar *impeller* yang bervariasi terhadap diameternya. Dari data tegangan listrik dan arus listrik ini dilakukan perhitungan untuk mendapatkan *Break Horse Power (BHP)* yang dibutuhkan oleh pompa, kemudian ditampilkan dalam grafik *BHP* terhadap kapasitas aliran untuk tiap – tiap *impeller* seperti pada gambar 4.3

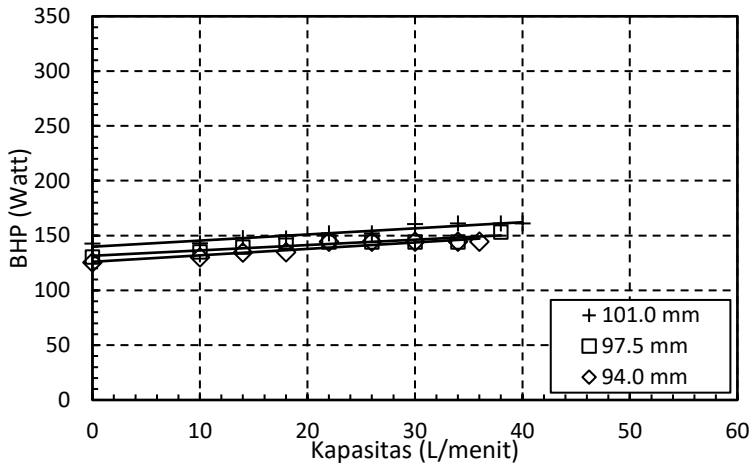
Berdasarkan gambar 4.3. terlihat bahwa semua *impeller* memiliki *trendline* yang sama yaitu nilai *BHP* yang meningkat seiring dengan kenaikan kapasitas aliran. Terlihat untuk *impeller* dengan diameter 129 mm, pada saat kapasitas aliran 0 liter/menit, dibutuhkan *BHP* sebesar 249,76 Watt, kemudian naik seiring kenaikan kapasitas aliran hingga 50 liter/menit, dibutuhkan *BHP* sebesar 321,12 Watt.

Kenaikan *BHP* yang dibutuhkan saat terjadi kenaikan debit sudah sesuai dengan teori yang ada, dimana untuk membuat air mengalir pada kapasitas yang lebih besar dibutuhkan energi yang lebih besar juga seperti pada persamaan berikut $WHP = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H$; *WHP* adalah energi yang ada pada aliran, energi ini didapatkan dari energi poros (*BHP*) yang ditransferkan energinya melalui pompa. *WHP* naik seiring kenaikan kapasitas aliran, sehingga dibutuhkan energi yang lebih besar untuk ditransferkan ke aliran saat kapasitas aliran naik. *Trendline* yang dihasilkan *BHP* naik secara *linear* seiring kenaikan kapasitas aliran, hal ini sudah sesuai dengan teori pada gambar 2.17. terlihat bahwa *BHP* yang dihasilkan naik secara *linear* seiring kenaikan kapasitas aliran untuk kecepatan poros konstan.

Pada gambar 4.3. terlihat bahwa perbandingan *BHP* yang dibutuhkan untuk tiap – tiap *impeller* mengalami penurunan seiring dengan penurunan diameter *impeller* pompa. Dapat dilihat pada grafik tersebut, *impeller* diameter 129 mm membutuhkan *BHP* pada kapasitas aliran 0 liter/menit sebesar 249,76 Watt, untuk *impeller* yang telah terpotong mengalami penurunan *BHP* pada kapasitas yang sama hingga pada *impeller* dengan diameter 94 mm membutuhkan *BHP* sebesar 125,44 Watt.

Penurunan *BHP* saat pengurangan diameter *impeller* sudah sesuai dengan teori yang ada. Pada persamaan *Pump law*, $\frac{P_1}{\omega_1^3 D_1^5} = \frac{P_2}{\omega_2^3 D_2^5}$; akibat pengurangan diameter *impeller*, maka nilai *BHP* pada *impeller* yang telah dipotong terjadi penurunan pada kapasitas aliran yang sama.





Gambar 4. 3. Grafik *BHP* tiap *impeller* terhadap kapasitas aliran

4.3.4 Analisa Efisiensi Pompa

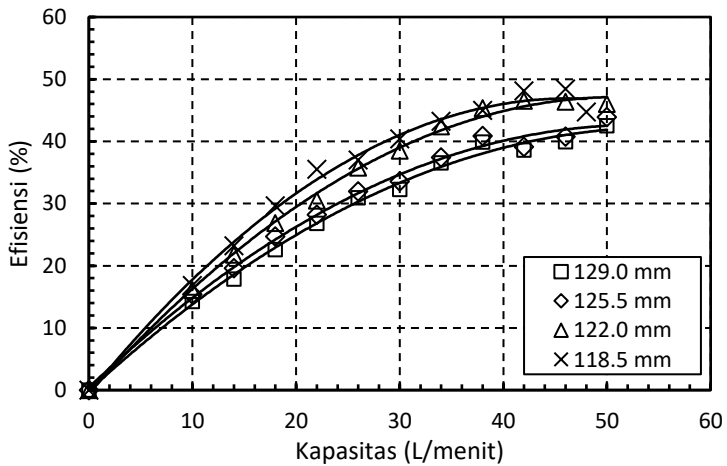
Setelah didapatkan data *WHP* dan *BHP*, dilakukan perhitungan efisiensi. Kemudian data efisiensi diubah dalam grafik efisiensi (%) terhadap kapasitas aliran (m^3/s) dengan variasi diameter *impeller* seperti pada gambar 4.4.

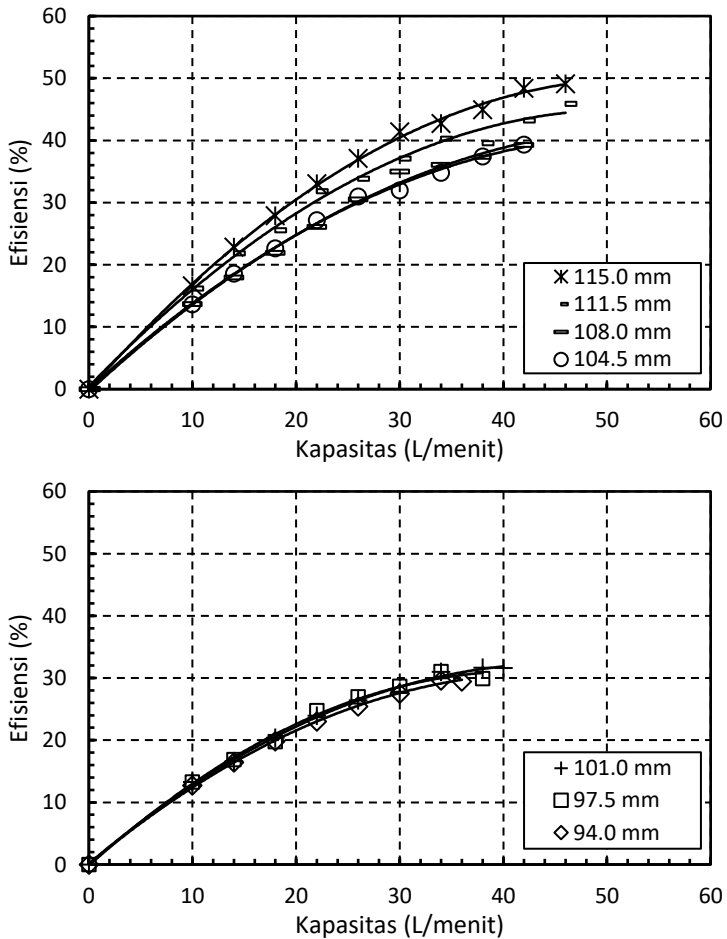
Berdasarkan Gambar 4.4. nilai efisiensi tiap *impeller* mengalami kenaikan seiring dengan kenaikan kapasitas aliran, kemudian pada titik tertentu mengalami penurunan. Titik maksimal dari efisiensi ini disebut *Best Efisiensi Point* (BEP). Setiap *impeller* memiliki BEP pada kapasitas aliran tertentu. Grafik BEP untuk setiap *impeller* terdapat pada gambar 4.5.

Perubahan nilai efisiensi seiring kenaikan kapasitas aliran ini sudah sesuai dengan persamaan $\eta_p = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{BHP} \times 100\%$; nilai efisiensi meningkat seiring kenaikan debit, namun nilai *head* mengalami penurunan seiring kenaikan debit menyebabkan nilai efisiensi mengalami penurunan pada

kapasitas tertentu. Efisiensi maksimal yang dihasilkan disebut *Best Efficiency Point (BEP)*.

Pada gambar 4.4, nilai efisiensi terhadap pengurangan diameter *impeller* memiliki *trendline* naik kemudian turun. Nilai efisiensi dari diameter *impeller* 129 mm mengalami kenaikan seiring dengan penurunan diameter *impeller* hingga diameter 115,5 mm, kemudian turun seiring dengan penurunan diameter *impeller* hingga diameter 94 mm.

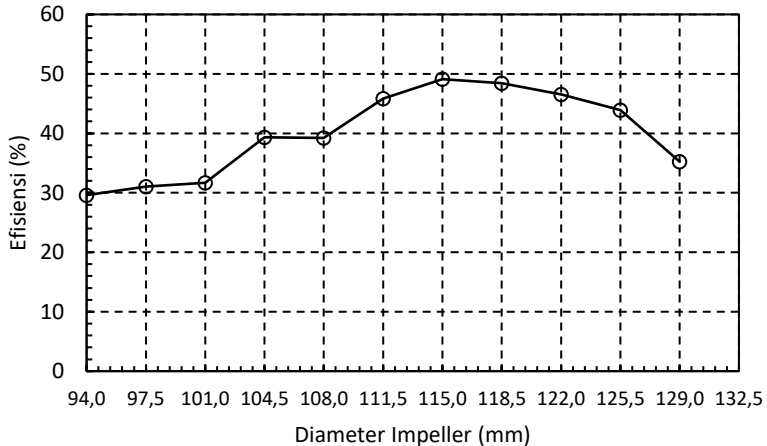




Gambar 4. 4. Grafik efisiensi tiap *impeller* terhadap kapasitas aliran

Pada gambar 4.5. terlihat bahwa nilai BEP untuk masing – masing *impeller*. Nilai BEP mengalami kenaikan saat *impeller* berdiameter 129 mm hingga diameter 115 mm, kemudian terjadi penurunan saat diameter 111,5 mm hingga

diameter terkecil 94 mm. *Impeller* dengan diameter 129 mm menghasilkan 35,27%, diameter 115 mm menghasilkan efisiensi tertinggi yaitu 49,11 % dan *impeller* diameter 94 mm menghasilkan efisiensi terendah yaitu 29,61%.



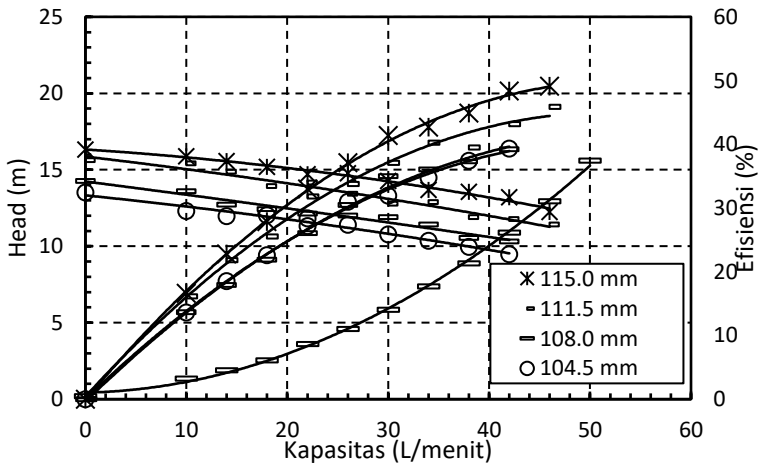
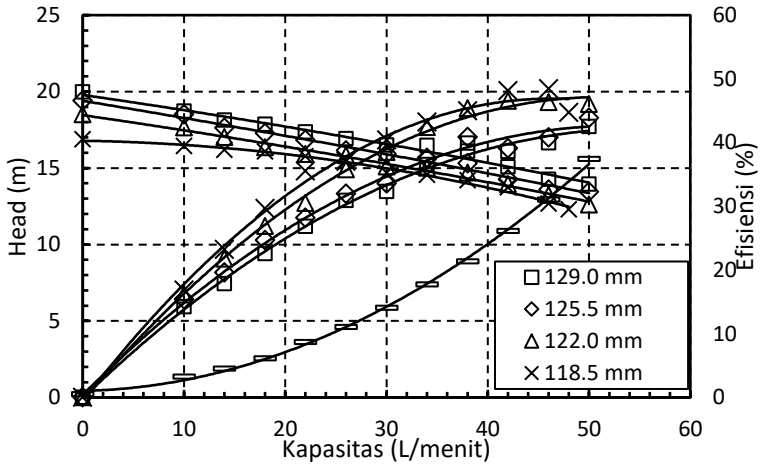
Gambar 4. 5. Perbandingan *Best Efficiency Point* *impeller* pompa

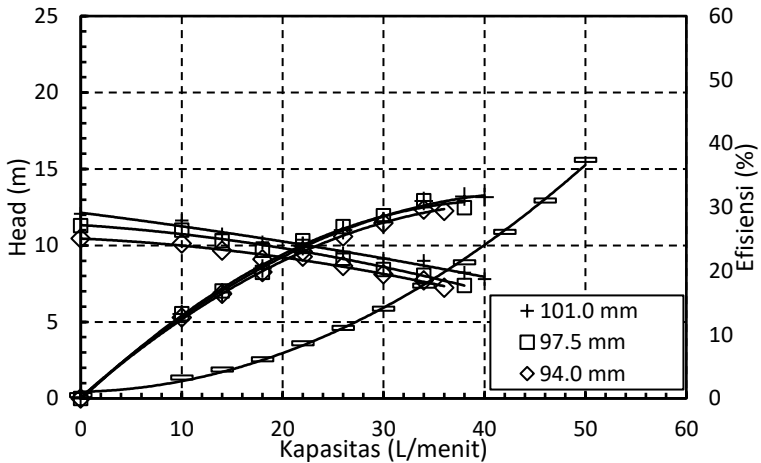
4.3.5 Analisa Grafik Karakteristik Pompa

Analisa grafik karakteristik pompa untuk tiap *impeller* membutuhkan semua data yang sudah didapatkan yaitu *head* pompa, *head pipeline* 2-4, efisiensi pompa, *WHP* pompa dan *BHP* pompa. Selanjutnya didapatkan titik yang memotong antara *head* pompa dan *head pipeline* 2-4 yang disebut sebagai *operating point*. *Operating point* adalah titik dimana nilai *head* yang dihasilkan oleh pompa dengan *head* yang dibutuhkan oleh sistem perpipaan adalah sama. Pada *operating point* ini pompa bekerja secara optimal untuk sistem perpipaan tersebut karena nilai *head* yang dibutuhkan sesuai.

Pada gambar 4.6. terlihat bahwa grafik *head* untuk tiap *impeller* memotong pada *head pipeline* pada kapasitas aliran yang berbeda. *Impeller* dengan diameter 129 mm memotong

head pipeline 2-4 pada kapasitas aliran sebesar 47,80 liter/menit. liter/menit. Impeller diameter 111,5 mm pada kapasitas 43,52 liter/menit. Impeller diameter 94 mm pada kapasitas 34,34 liter/menit.



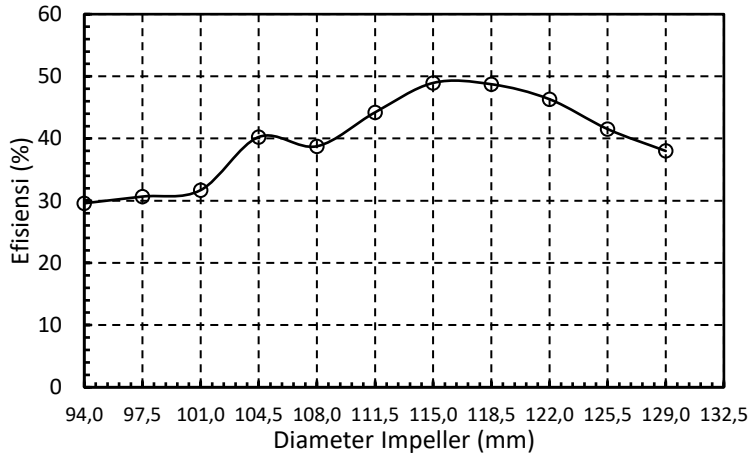


Gambar 4. 6. Grafik karakteristik pompa tiap *impeller*

Pada gambar 4.6 terlihat bahwa titik *operating point* mengalami pergeseran ke arah kiri atau kapasitas lebih kecil seiring dengan penurunan diameter *impeller*. Kemudian dari titik *operating point* tersebut didapatkan parameter *head*, efisiensi, *WHP* dan *BHP*. Parameter – parameter tersebut ditabelkan pada lampiran A.13.

Dari lampiran A.13, terlihat bahwa kapasitas aliran, *head*, *WHP* dan *BHP* saat *operating point* mengalami penurunan seiring pengurangan diameter *impeller*. Namun terjadi perbedaan pada nilai efisiensi yang dihasilkan. Pada gambar 4.7. ditunjukkan perbandingan efisiensi pompa saat *operating point*. Efisiensi naik saat dilakukan pengurangan diameter hingga diameter 115 mm kemudian relatif turun seiring pengurangan diameter hingga diameter 94 mm. Saat diameter 115 mm menghasilkan efisiensi tertinggi yaitu 48,94%, terjadi kenaikan sebesar sebesar 10,94% dibandingkan dengan *impeller* asli. Hal ini menunjukkan bahwa *impeller* 115 mm lebih cocok digunakan pada sistem perpipaan

tersebut dari pada *impeller* asli karena menghasilkan efisiensi yang lebih tinggi. Namun dengan konsekuensi berupa kapasitas aliran yang dihasilkan lebih kecil.



Gambar 4. 7 Perbandingan efisiensi pompa saat *operating point*

4.3.6 Perbandingan dengan penelitian sebelumnya

Pada penelitian sebelumnya yang dilakukan oleh **Ridwan (2016)**, didapatkan data *head* dan efisiensi terhadap kenaikan kapasitas aliran. Perbandingan *head* pada penelitian oleh **Ridwan (2016)** dan penelitian kali ini dapat dilihat pada lampiran A.14.

Pada lampiran A.14 terlihat bahwa untuk nilai *head* pada penelitian kali ini lebih besar dibandingkan dengan penelitian sebelumnya. Nilai *head* yang lebih besar mungkin dipengaruhi oleh kondisi pompa yang masih baru. Namun penelitian yang dilakukan oleh **Ridwan (2016)** mampu menghasilkan kapasitas aliran yang lebih besar, hal ini disebabkan perbedaan pemasangan instalasi perpipaan.

Semakin sederhana sistem perpipaan yang diuji, maka pompa mampu menghasilkan kapasitas yang lebih besar.

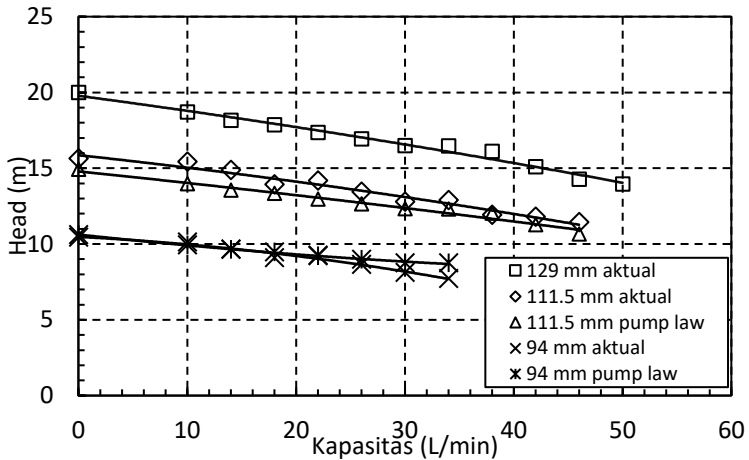
Untuk perbandingan nilai BEP yang dihasilkan, pada penelitian yang dilakukan **Ridwan (2016)** terjadi kenaikan BEP dari 59,55% saat *impeller* 129 mm menjadi 68,71% saat *impeller* 115 mm, terjadi kenaikan sebesar 9,16%. Pada penelitian kali ini BEP juga mengalami kenaikan dari 35,27% saat diameter *impeller* 129 mm menjadi 49,11% saat diameter *impeller* 115 mm, terjadi kenaikan BEP sebesar 13,84 %.

4.3.7 Perbandingan dengan perhitungan menggunakan Pump Law

Pump law merupakan hukum kesebangun pompa yang digunakan untuk memprediksi performa dari suatu pompa yang memiliki geometri sebangun dari pompa yang sudah diketahui performanya. Parameter yang dapat diprediksi adalah kapasitas maksimum, head, dan daya input yang dibutuhkan dari perbandingan diameter *impeller* dan kecepatan putar poros. Pada penelitian kali ini perubahan parameter tersebut hanya dipengaruhi oleh perubahan diameter, karena kecepatan putar poros tidak mengalami perubahan.

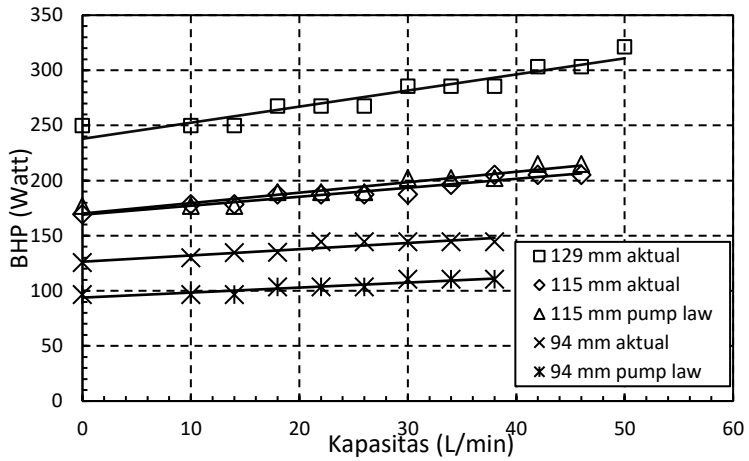
Pada gambar 4.8. ditunjukkan perbandingan nilai head dari perhitungan menggunakan pump law dan hasil dari pengujian, sebagai contoh diambil data head untuk *impeller* dengan diameter 111,5 mm dan 94 mm. Pada gambar 4.8. terlihat bahwa nilai head untuk *impeller* 111,5 mm menghasilkan head aktual yang lebih tinggi daripada head teoritis. Namun trendline yang dihasilkan memiliki bentuk yang sama. Sedangkan pada *impeller* 94 mm, head yang dihasilkan antara aktual dan teoritis hampir sama, dilihat grafik aktual dan teoritisnya yang dihasilkan berhimpit. Karena dari kedua trendline yang dihasilkan sudah sesuai

dengan teori *pump law*, dapat dikatakan bahwa pengujian kali ini sesuai dengan teori yang ada.



Gambar 4. 8 Perbandingan head aktual dan pump law

Pada gambar 4.9, ditunjukkan perbandingan grafik BHP dari perhitungan pump law atau teoritis dengan grafik BHP hasil pengujian. Pada gambar 4.9. tersebut terlihat bahwa pada impeller 111,5 mm nilai BHP aktual dan teoritis memiliki grafik yang berhimpit, menandakan nilai BHP aktualnya sudah sesuai dengan teori yang ada. Namun pada impeller 94 mm, nilai BHP aktual lebih tinggi dibandingkan dengan nilai BHP teoritis. Untuk trendline yang dihasilkan, semua grafik menghasilkan trendline yang sama, yaitu mengalami kenaikan BHP seiring kenaikan kapasitas aliran.



Gambar 4. 9 Perbandingan BHP aktual dan pump law

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil penelitian yang telah dilakukan, dapat disimpulkan bahwa:

1. *Trimming impeller* pompa menyebabkan *operating point* mengalami pergeseran ke kapasitas yang lebih kecil seiring dengan pengurangan diameter *impeller*.
2. Pengaruh *trimming impeller* pompa menurunkan nilai *head actual*, *WHP* dan *BHP* pompa.
3. Tidak terjadi pengaruh khusus saat dilakukan *trimming impeller* 27,13%, dimana hal ini sudah melebihi aturan *Bristish Standard ISO 9906:1999. Trendline* yang dihasilkan untuk parameter *head*, *WHP*, *BHP* dan *efisiensi* sama dengan *impeller* asli. Namun parameter *head*, *WHP*, *BHP*, kapasitas, efisiensi, dan *operating point* yang dihasilkan paling kecil dibandingkan dengan *impeller* lainnya.
4. *Trimming impeller* pompa menyebabkan BEP mengalami kenaikan dari 35,27% saat diameter 129 mm menjadi 49,11% pada diameter *impeller* 115 mm, kemudian turun hingga 29,61% pada diameter 94 mm.

5.2 Saran

Berdasarkan hasil penelitian yang telah dilakukan, terdapat beberapa saran untuk memperbaiki dan meningkatkan hasil penelitian sebagai berikut:

1. Untuk meningkatkan keakuratan pengukuran tegangan dan arus listrik yang dibutuhkan pompa, sebaiknya menggunakan *voltage regulator* dan *clamp meter* yang memiliki akurasi tinggi. Karena tegangan listrik yang ada pada Teknik Mesin ITS khususnya Lab Mekanika dan Mesin Fluida mengalami fluktuasi nilai tegangan listrik.

Sedangkan clamp meter yang digunakan kali ini hanya memiliki keakuratan 0,1 A sehingga tidak terdeteksi perubahan ampere dibawah 0,1 A. Hal ini dilakukan agar tidak terjadi fluktuasi tegangan dan pengukuran lebih akurat, sehingga menghasilkan *BHP* dan efisiensi yang lebih akurat.

2. Perlunya penggantian alat ukur *pressure gauge* yang memiliki skala pembacaan lebih kecil agar pengukuran data tekanan lebih akurat dan menghasilkan data *head* pompa dan *WHP* yang lebih akurat.

Daftar Pustaka

- Astu, P dan Djati, N. 2006. “*Mesin Konversi Energi*”. Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Indonesia.
- 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.
- Herman, Sasongko. 2019. “*Handbook kuliah Mesin Fluida Inkompresibel*”. Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Indonesia.
- IEEE GlobalSpec, 2020. “*Impeller Information*”.
<URL:https://www.globalspec.com/learnmore/flow_control_flow_transfer/pumps/impellers>.
- Khetagurov, M.1965. “*Marine Auxilary Machinery and System*”. Peace Publisher, Moscow.
- Lazarkiewicz, S. and Trokolanski, A. 1965. “*Impeller Pumps*”. Pergamon Press Ltd, New York.
- Menon E. S. 2005. “*Gas Pipeline Hydraulics*”. United States of America: Taylor & Francis Group
- Munson B. R., Young D. F., Okiishi T.H., Huebsch W. W. 2009. “*Fundamentals of Fluid Mechanics Sixth Edition*”. United States of America: John Wiley & Sons, Inc
- Philip, J Pritchard dan John, C Leylegian. 2011. “*Fox and McDonald’s Introduction to Fluid Mechanics*”. Eighth Edition. Purdue University, New York: John Wiley and Sons
- Ridwan, Adliansyah. 2016. “*Pengaruh dari Trimming Impeller Terhadap Karakteristik Performa Centrifugal Pump pada Pompa INTERDAB MQC 175*”. Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Indonesia.

- Savar, Mario. Kozmar, Hrvoje dan Sultovic, Igor. 2009. *“Improving Centrifugal Pump Efficiency by Impeller Trimming”*. University of Zagreb, Croatia.
- Singh, Gurvinder. dan Mitchell, John W.1998. *“Energy Savings from Pump Impeller Trimming”*. ASHRAE.

LAMPIRAN

A.1 Impeller 129,0 mm dengan variasi debit

Q (L/min)	Pengambilan 1				Pengambilan 2				H_p (m)	BHP (Watt)	WHP (Watt)	η_p (%)
	P_s (N/m ²)	P_d (N/m ²)	V (Volt)	I (A)	P_s (N/m ²)	P_d (N/m ²)	V (Volt)	I (A)				
0	-9332,57	186138	223	1,2	-9332,57	186138	223	1,2	19,99	214,08	0	0
10	-10665,79	172350	223	1,2	-10665,79	172350	223	1,2	18,71	214,08	30,50	14,25
14	-11999,01	165456	223	1,3	-11999,01	165456	223	1,3	18,14	231,92	41,41	17,85
18	-12665,62	162009	223	1,3	-12665,62	162009	223	1,3	17,86	231,92	52,40	22,60
22	-14665,46	155115	223	1,3	-14665,46	155115	223	1,3	17,36	231,92	62,25	26,84
26	-17331,91	148221	223	1,3	-17331,91	148221	223	1,3	16,93	231,92	71,74	30,93
30	-19998,35	141327	223	1,4	-19998,35	141327	223	1,4	16,49	249,76	80,66	32,30
34	-26664,47	134433	223	1,4	-26664,47	134433	223	1,4	16,47	249,76	91,29	36,55
38	-33330,59	124092	223	1,4	-33330,59	124092	223	1,4	16,10	249,76	99,70	39,92
42	-40663,32	106857	223	1,5	-40663,32	106857	223	1,5	15,08	267,6	103,26	38,59
46	-53328,95	86175	223	1,5	-53328,95	86175	223	1,5	14,26	267,6	106,95	39,97
50	-60661,68	75834	223	1,5	-60661,68	75834	223	1,5	13,96	267,6	113,75	42,51

A.2 Impeller 125,5 mm dengan variasi debit

Q (L/min)	Pengambilan 1				Pengambilan 2				H_p (m)	BHP (Watt)	WHP (Watt)	η_p (%)
	P_s (N/m ²)	P_d (N/m ²)	V (Volt)	I (A)	P_s (N/m ²)	P_d (N/m ²)	V (Volt)	I (A)				
0	-7999,3	181423	223	1,1	-8665,95	181423	223	1,1	19,40	196,24	0,00	0,00
10	-9332,6	171616	223	1,1	-9332,57	171616	223	1,1	18,50	196,24	30,16	15,37
14	-10665,8	161810	223	1,2	-10665,79	161810	223	1,2	17,63	205,16	40,24	19,62
18	-11999,0	156906	223	1,2	-11999,01	156906	223	1,2	17,27	205,16	50,67	24,70
22	-12665,6	152003	223	1,2	-12665,62	152003	223	1,2	16,84	214,08	60,38	28,20
26	-15998,7	142196	223	1,2	-15332,07	142196	223	1,2	16,14	214,08	68,41	31,95
30	-18665,1	137293	223	1,3	-17998,52	137293	223	1,3	15,91	231,92	77,81	33,55
34	-25331,2	127486	223	1,3	-25997,86	127486	223	1,3	15,66	231,92	86,79	37,42
38	-31997,4	117680	223	1,3	-31997,37	117680	223	1,3	15,30	231,92	94,80	40,87
42	-38663,5	98067	223	1,4	-39330,10	102970	223	1,4	14,26	249,76	97,66	39,10
46	-51995,7	78453	223	1,4	-51995,72	83357	223	1,4	13,59	249,76	101,89	40,80
50	-57328,6	73550	223	1,4	-58661,84	73550	223	1,4	13,45	249,76	109,62	43,89

A.3 Impeller 122,0 mm dengan variasi debit

Q (L/min)	Pengambilan 1				Pengambilan 2				H_p (m)	BHP (Watt)	WHP (Watt)	η_p (%)
	P_s (N/m ²)	P_d (N/m ²)	V (Volt)	I (A)	P_s (N/m ²)	P_d (N/m ²)	V (Volt)	I (A)				
0	-6666,1	176519,70	223	1,00	-7332,73	171616,38	223	1,00	18,51	178,4	0,00	0,00
10	-7999,3	166713,05	223	1,00	-8665,95	161809,73	223	1,00	17,65	178,4	28,77	16,12
14	-9332,6	156906,40	223	1,00	-9999,18	156906,40	223	1,00	17,03	178,4	38,87	21,79
18	-9999,2	152003,08	223	1,00	-10665,79	147099,75	223	1,00	16,35	178,4	47,97	26,89
22	-11999,0	144648,09	223	1,05	-12665,62	142196,43	223	1,05	15,92	187,32	57,11	30,49
26	-14665,5	137293,10	223	1,05	-15332,07	142196,43	223	1,05	15,82	187,32	67,06	35,80
30	-17331,9	132389,78	223	1,10	-17998,52	127486,45	223	1,05	15,09	191,78	73,80	38,48
34	-23998,0	125034,79	223	1,10	-24664,64	120131,46	223	1,10	15,02	196,24	83,25	42,42
38	-30664,1	115228,14	223	1,15	-31330,76	110324,81	223	1,10	14,7	200,7	91,06	45,37
42	-37996,9	98066,50	223	1,20	-38663,49	98066,50	223	1,10	13,95	205,16	95,48	46,54
46	-50662,5	78453,20	223	1,20	-51329,11	78453,20	223	1,20	13,24	214,08	99,24	46,36
50	-57995,2	68646,55	223	1,25	-58661,84	61124,03	223	1,25	12,6	223	102,68	46,04

A.4 Impeller 118,5 mm dengan variasi debit

Q (L/m in)	Pengambilan 1				Pengambilan 2				H_p (m)	BHP (Watt)	WHP (Watt)	η_p (%)
	P_s (N/m ²)	P_d (N/m ²)	V (Volt)	I (A)	P_s (N/m ²)	P_d (N/m ²)	V (Volt)	I (A)				
0	-17998,5	147099,8	221	0,90	-17998,52	147099,75	221	0,90	16,88	159,12	0,00	0,00
10	-18665,1	142196,4	221	0,90	-18665,13	142196,43	221	0,90	16,44	159,12	26,81	16,85
14	-21331,6	137293,1	221	0,90	-20664,97	137293,10	221	0,90	16,18	159,12	36,93	23,21
18	-23998,0	132389,8	221	0,90	-23331,41	134841,44	221	0,90	16,08	159,12	47,18	29,65
22	-26664,5	127486,5	221	0,90	-26664,47	127486,45	221	0,90	15,76	159,12	56,52	35,52
26	-31330,8	122583,1	222	1,00	-31997,37	117679,80	222	1,00	15,52	177,6	65,78	37,04
30	-35330,4	98066,5	222	1,00	-35997,04	117679,80	222	1,00	14,67	177,6	71,77	40,41
34	-46662,8	98066,5	222	1,05	-46662,83	93163,18	222	1,05	14,54	186,48	80,62	43,23
38	-53328,9	88259,9	222	1,10	-52662,33	83356,53	222	1,10	14,19	195,36	87,91	45,00
42	-58661,8	78453,2	222	1,10	-57995,23	73549,88	222	1,10	13,73	195,36	94,03	48,13
46	-62661,5	63743,2	223	1,10	-62661,51	58839,90	223	1,10	12,67	196,24	95,03	48,43
48	-66661,2	49033,3	224	1,20	-65994,57	58839,90	224	1,20	12,29	215,04	96,21	44,74

A.5 Impeller 115,0 mm dengan variasi debit

Q (L/min)	Pengambilan 1				Pengambilan 2				H_p (m)	BHP (Watt)	WHP (Watt)	η_p (%)
	P_s (N/m ²)	P_d (N/m ²)	V (Volt)	I (A)	P_s (N/m ²)	P_d (N/m ²)	V (Volt)	I (A)				
0	-17331,9	142196,4	223	0,80	-17331,91	142196,43	223	0,90	16,33	151,64	0,00	0,00
10	-17998,5	137293,1	222	0,85	-17998,52	137293,10	223	0,90	15,89	155,76	25,91	16,63
14	-18665,1	132389,8	222	0,85	-18665,13	134841,44	223	0,90	15,59	155,76	35,57	22,84
18	-21331,6	127486,5	222	0,90	-20664,97	127486,45	222	0,90	15,20	159,84	44,59	27,90
22	-23998,0	122583,1	222	0,90	-23331,41	117679,80	222	0,90	14,72	159,84	52,78	33,02
26	-26664,5	117679,8	222	0,90	-26664,47	117679,80	222	1,00	14,77	168,72	62,61	37,11
30	-31330,8	107873,2	222	0,90	-31997,37	107873,15	222	1,00	14,28	168,72	69,84	41,39
34	-35330,4	98066,5	222	0,95	-35997,04	98066,50	222	1,05	13,69	177,60	75,86	42,71
38	-46662,8	88259,9	222	1,00	-46662,83	83356,53	223	1,10	13,56	186,92	83,98	44,93
42	-53328,9	73549,9	222	1,00	-52662,33	78453,20	223	1,10	13,20	186,92	90,39	48,36
46	-58661,8	58839,9	222	1,00	-57995,23	63743,23	223	1,10	12,24	186,92	91,80	49,11

A.6 Impeller 111,5 mm dengan variasi debit

Q (L/min)	Pengambilan 1				Pengambilan 2				H_p (m)	BHP (Watt)	WHP (Watt)	η_p (%)
	P_s (N/m ²)	P_d (N/m ²)	V (Volt)	I (A)	P_s (N/m ²)	P_d (N/m ²)	V (Volt)	I (A)				
0	-15998,7	137293,10	223	0,80	-15332,07	137293,10	223	0,90	15,64	151,64	0,00	0,00
10	-17331,9	132389,78	222	0,85	-17331,91	134841,44	223	0,90	15,43	155,76	25,16	16,15
14	-17998,5	127486,45	222	0,85	-17998,52	127486,45	223	0,90	14,87	155,76	33,95	21,79
18	-18665,1	117679,80	222	0,90	-18665,13	117679,80	223	0,90	13,94	160,20	40,90	25,53
22	-21331,6	117679,80	222	0,90	-20664,97	117679,80	222	0,90	14,18	159,84	50,85	31,81
26	-23998,0	107873,15	222	0,90	-23331,41	107873,15	222	1,00	13,45	168,72	57,00	33,78
30	-27331,1	98066,50	222	0,90	-26664,47	98066,50	222	1,00	12,79	168,72	62,53	37,06
34	-31330,8	93163,18	222	0,95	-31997,37	95614,84	222	1,05	12,89	177,60	71,43	40,22
38	-35330,4	78453,20	222	1,00	-35997,04	83356,53	223	1,10	11,92	186,92	73,83	39,50
42	-46662,8	68646,55	222	1,00	-46662,83	68646,55	223	1,10	11,79	186,92	80,72	43,18
46	-53328,9	58839,90	222	1,00	-52662,33	58839,90	223	1,10	11,43	186,92	85,74	45,87

A.7 Impeller 108,0 mm dengan variasi debit

Q (L/min)	Pengambilan 1				Pengambilan 2				H_p (m)	BHP (Watt)	WHP (Watt)	η_p (%)
	P_s (N/m ²)	P_d (N/m ²)	V (Volt)	I (A)	P_s (N/m ²)	P_d (N/m ²)	V (Volt)	I (A)				
0	-14665,5	127486,45	225	0,9	-14665,46	122583,13	225	0,9	14,28	162,00	0,00	0,00
10	-15332,1	117679,80	225	0,9	-15332,07	117679,80	225	0,9	13,60	162,00	22,17	13,68
14	-15998,7	107873,15	225	0,9	-17331,91	107873,15	225	0,9	12,73	162,00	29,06	17,94
18	-18665,1	107873,15	225	1,0	-18665,13	98066,50	225	0,9	12,44	166,50	36,49	21,92
22	-19998,4	98066,50	226	1,0	-21331,58	98066,50	225	0,9	12,14	166,88	43,53	26,09
26	-23998,0	93163,18	226	1,0	-24664,64	93163,18	225	0,9	12,01	166,88	50,91	30,51
30	-27997,7	88259,85	225	1,0	-28664,31	88259,85	225	0,9	11,92	166,50	58,30	35,01
34	-33330,6	78453,20	225	1,0	-33330,59	78453,20	225	1,0	11,43	175,50	63,34	36,09
38	-41329,9	58839,90	225	1,0	-42663,16	63743,23	225	1,0	10,56	175,50	65,42	37,27
42	-46662,8	53936,58	225	1,0	-47329,44	53936,58	225	1,0	10,32	180,00	70,65	39,25

A.8 Impeller 104,5 mm dengan variasi debit

Q (L/min)	Pengambilan 1				Pengambilan 2				H_p (m)	BHP (Watt)	WHP (Watt)	η_p (%)
	P_s (N/m ²)	P_d (N/m ²)	V (Volt)	I (A)	P_s (N/m ²)	P_d (N/m ²)	V (Volt)	I (A)				
0	-17331,9	107873,2	223	0,9	-16665,30	122583,13	223	0,8	13,52	147,18	0,00	0,00
10	-17331,9	107873,2	223	0,9	-17331,91	98066,50	223	0,8	12,30	147,18	20,05	13,62
14	-19331,7	98066,5	223	0,9	-18665,13	98066,50	223	0,8	11,97	147,18	27,32	18,56
18	-19665,0	98066,5	223	0,9	-19665,05	98066,50	223	0,9	12,04	156,10	35,32	22,63
22	-21331,6	95614,8	223	0,9	-21331,58	93163,18	223	0,9	11,83	156,10	42,43	27,18
26	-23331,4	88259,9	223	0,9	-23331,41	88259,85	223	0,9	11,41	156,10	48,36	30,98
30	-27331,1	78453,2	223	1,0	-26664,47	78453,20	223	0,9	10,78	165,02	52,73	31,95
34	-33330,6	68646,6	223	1,0	-31997,37	68646,55	223	0,9	10,36	165,02	57,41	34,79
38	-38663,5	58839,9	223	1,0	-38663,49	58839,90	223	0,9	9,97	165,02	61,75	37,42
42	-43996,4	49033,3	223	1,0	-43329,77	49033,25	223	0,9	9,48	165,02	64,89	39,32

A.9 Impeller 101,0 mm dengan variasi debit

Q (L/min)	Pengambilan 1				Pengambilan 2				H_p (m)	BHP (Watt)	WHP (Watt)	η_p (%)
	P_s (N/m ²)	P_d (N/m ²)	V (Volt)	I (A)	P_s (N/m ²)	P_d (N/m ²)	V (Volt)	I (A)				
0	-15332,1	107873,15	223	0,8	-14665,46	98066,50	223	0,8	12,06	142,72	0,00	0,00
10	-15998,7	98066,50	224	0,8	-15332,07	98066,50	223	0,8	11,63	143,04	18,96	13,25
14	-17331,9	88259,85	224	0,9	-15998,68	88259,85	223	0,8	10,73	147,52	24,48	16,60
18	-19331,7	78453,20	223	0,8	-18665,13	83356,53	223	0,9	10,21	147,18	29,97	20,36
22	-21331,6	78453,20	224	0,9	-19998,35	78453,20	223	0,9	10,13	151,98	36,34	23,91
26	-23998,0	68646,55	223	0,9	-23998,03	68646,55	224	0,9	9,47	151,98	40,15	26,42
30	-27997,7	63743,23	223	0,9	-27997,70	58839,90	223	0,9	9,13	160,56	44,64	27,81
34	-33330,6	53936,58	223	0,9	-34663,81	53936,58	224	0,9	8,99	160,92	49,83	30,97
38	-35997,0	49033,25	223	0,9	-36663,65	39226,60	224	0,9	8,23	160,92	50,96	31,67
40	-37330,3	44129,93	223	0,9	-36663,65	34323,28	224	0,9	7,79	160,92	50,82	31,58

A.10 Impeller 97,5 mm dengan variasi debit

Q (L/min)	Pengambilan 1				Pengambilan 2				H_p (m)	BHP (Watt)	WHP (Watt)	η_p (%)
	P_s (N/m ²)	P_d (N/m ²)	V (Volt)	I (A)	P_s (N/m ²)	P_d (N/m ²)	V (Volt)	I (A)				
0	-12665,6	98066,50	224	0,70	-11999,01	98066,50	225	0,75	11,29	130,22	0,00	0,00
10	-14665,5	93163,18	225	0,75	-13998,85	93163,18	225	0,75	10,99	135,00	17,92	13,27
14	-15332,1	83356,53	225	0,80	-14665,46	88259,85	225	0,75	10,31	139,50	23,52	16,86
18	-16665,3	78453,20	225	0,80	-15998,68	78453,20	225	0,80	9,69	144,00	28,44	19,75
22	-18665,1	78453,20	225	0,80	-18665,13	78453,20	225	0,80	9,93	144,00	35,61	24,73
26	-21331,6	68646,55	225	0,80	-20664,97	68646,55	225	0,80	9,17	144,00	38,85	26,98
30	-23998,0	58839,90	225	0,80	-23331,41	58839,90	225	0,80	8,44	144,00	41,25	28,65
34	-27997,7	53936,58	225	0,80	-26664,47	49033,25	225	0,80	8,06	144,00	44,66	31,02
38	-33330,6	39226,60	225	0,80	-32663,98	39226,60	225	0,90	7,38	153,00	45,74	29,90

A.11 Impeller 94,0 mm dengan variasi debit

Q (L/min)	Pengambilan 1				Pengambilan 2				H_p (m)	BHP (Watt)	WHP (Watt)	η_p (%)
	P_s (N/m ²)	P_d (N/m ²)	V (Volt)	I (A)	P_s (N/m ²)	P_d (N/m ²)	V (Volt)	I (A)				
0	-15998,7	82728,0	223	0,7	-15998,68	89622,00	225	0,7	10,45	125,44	0,00	0,00
10	-17998,5	82728,0	223	0,7	-17998,52	79281,00	225	0,8	10,12	129,94	16,50	12,70
14	-18665,1	75834,0	223	0,7	-18665,13	75834,00	225	0,8	9,66	134,44	22,05	16,40
18	-19998,4	68940,0	223	0,7	-19998,35	68940,00	226	0,8	9,09	134,76	26,68	19,80
22	-21331,6	68940,0	225	0,8	-21998,19	68940,00	226	0,8	9,26	144,32	33,22	23,02
26	-24664,6	62046,0	225	0,8	-23998,03	58599,00	226	0,8	8,66	144,32	36,68	25,42
30	-28664,3	51705,0	225	0,8	-26664,47	51705,00	226	0,8	8,12	144,32	39,68	27,50
34	-31997,4	44811,0	225	0,8	-32663,98	41364,00	226	0,8	7,71	144,32	42,74	29,61
36	-36663,7	34470,0	225	0,8	-35997,04	34470,00	226	0,8	7,24	144,32	42,48	29,43

A.12 Head Pipeline 2-4

Q (L/menit)	Empirik		Line 2-4				
	H_{cv1} (m)	H_{cv2} (m)	ΔH (m)	ΔP (N/m ²)	V_2 (m/s)	V_4 (m/s)	H_{pl} (m)
0	0,000	0,000	0,000	0,0	0,00	0,00	0,20
10	0,07	0,13	0,070	9329,6	0,59	0,59	1,35
14	0,14	0,25	0,095	12661,6	0,82	0,82	1,88
18	0,23	0,41	0,125	16660,0	1,05	1,05	2,54
22	0,34	0,61	0,180	23990,4	1,29	1,29	3,60
26	0,47	0,86	0,225	29988,0	1,52	1,52	4,59
30	0,63	1,14	0,285	37984,8	1,76	1,76	5,85
34	0,81	1,46	0,360	47980,8	1,99	1,99	7,37
38	1,01	1,83	0,430	57310,4	2,22	2,22	8,89
42	1,23	2,23	0,530	70638,4	2,46	2,46	10,88
46	1,48	2,68	0,630	83966,4	2,69	2,69	12,93
50	1,75	3,17	0,770	102625,6	2,93	2,93	15,59

A.13 Perbandingan Nilai Karakteristik Pompa saat *Operating Point*

Diameter (mm)	<i>Operating point</i>				
	Kapasitas (liter/menit)	<i>Head</i> (m)	<i>BHP</i> (Watt)	<i>WHP</i> (Watt)	η_p (%)
129,0	47,80	14,13	267,60	110,01	41,11
125,5	46,94	13,56	249,76	103,71	41,52
122,0	46,37	13,18	214,91	99,56	46,33
118,5	45,83	12,71	194,66	94,93	48,74
115,0	45,09	12,46	186,92	91,48	48,94
111,5	43,52	11,65	186,92	82,62	44,20
108,0	41,00	10,38	178,88	69,34	38,76
104,5	39,74	9,75	156,82	63,12	40,24
101,0	36,84	8,35	160,92	51,00	31,69
97,5	35,26	7,85	146,83	45,00	30,66
94,0	34,34	7,63	144,32	42,69	29,58

A.14 Perbandingan *Head* Dengan Penelitian Sebelumnya

Debit (L/min)	<i>Head</i> (m)															
	129 mm		125,5 mm		122 mm		118,5 mm		115 mm		111,5 mm		108 mm		104,5 mm	
	a	b	a	b	a	b	a	b	a	b	a	b	a	b	a	b
0	19,95	19,99	18,95	19,40	17,95	18,51	17,05	16,88	16,04	16,33	14,74	15,64	14,04	14,28	12,73	13,52
10	18,85	18,71	18,05	18,50	16,34	17,65	16,04	16,45	14,84	15,89	14,04	15,43	13,03	13,60	12,23	12,30
14	18,05	18,14	17,75	17,63	16,04	17,03	15,64	16,18	14,24	15,59	13,74	14,87	12,53	12,73	11,93	11,97
18	18,05	17,86	17,05	17,27	15,94	16,35	15,04	16,08	14,04	15,20	13,34	13,94	12,13	12,44	11,43	12,04
22	17,85	17,36	16,54	16,84	15,64	15,92	14,54	15,76	13,94	14,72	12,83	14,18	12,03	12,14	11,13	11,83
26	17,15	16,93	16,14	16,14	15,24	15,82	14,14	15,52	13,64	14,77	12,33	13,45	12,03	12,01	10,63	11,41
30	16,34	16,49	16,04	15,91	14,84	15,09	14,04	14,68	13,24	14,28	12,08	12,79	11,83	11,92	10,33	10,78
34	16,04	16,47	16,04	15,66	14,24	15,02	14,04	14,55	12,83	13,69	12,03	12,89	11,63	11,43	10,23	10,36
38	15,97	16,10	15,34	15,30	14,04	14,70	13,94	14,19	12,13	13,56	11,93	11,92	11,03	10,56	10,23	9,97
42	15,60	15,08	14,85	14,26	14,04	13,95	13,24	13,73	11,93	13,20	11,53	11,79	10,33	10,32	9,02	9,48
46	14,32	14,26	14,16	13,59	13,03	13,24	12,43	12,67	11,73	12,24	10,83	11,43	10,03		7,92	
50	14,15	13,96	14,09	13,45	12,45	12,60	12,03	12,30	11,03		10,23		9,63		7,72	
54	13,57		13,73		12,08		11,95		10,13		10,03		8,72			
58	12,21		12,76		12,00		11,16		10,03							

Keterangan:

a = Penelitian sebelumnya Ridwan (2016)

b = Penelitian saat ini

BIODATA PENULIS



Penulis dilahirkan di Jember, 31 Juli 1998, merupakan anak kedua dari tiga bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan formal yaitu di TK Bina Anaprasa Nuris Jember, SDN Antirogo 4 Jember, SMPN 4 Jember dan SMAN 1 Jember. Setelah lulus dari SMAN 1 Jember tahun 2016, Penulis mengikuti SNMPTN dan diterima di Departemen Teknik Mesin FTI-RS ITS pada tahun 2016 dan terdaftar sebagai mahasiswa dengan NRP 02111640000006.

Di Departemen Teknik Mesin ini penulis mengambil bidang studi Konversi Energi. Penulis sempat aktif di beberapa kegiatan yang diselenggarakan oleh departemen dan ITS seperti Mechanical Competition 2017 sebagai sie Dana dan Kontes Mobil Hemat Energi 2017 sebagai sie Perlengkapan. Penulis juga aktif dalam kegiatan laboratorium sebagai grader praktikum. Penulis sempat mengikuti lomba futsal di ITS maupun regional Surabaya dan menjuarai lomba futsal Informatics Cup 2017 di PENS.