

TUGAS AKHIR

UJI EKSPERIMENTAL UNJUK KERJA POMPA SEBAGAI TURBIN UNTUK PEMBANGKIT LISTRIK DENGAN KETINGGIAN HEAD DAN DEBIT AIR YANG BERBEDA

*Diajukan Untuk Memenuhi Syarat Memperoleh
Gelar Sarjana Teknik Mesin Pada Fakultas Teknik
Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara*

Disusun Oleh:

ALEXANDER LUBIS
1307230231



**PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATERA UTARA
MEDAN
2020**

HALAMAN PENGESAHAN

Tugas Akhir ini diajukan oleh:

Nama : Alexander Lubis
NPM : 1307230231
Program Studi : Teknik Mesin
Judul Skripsi : Uji Eksperimental Unjuk Kerja Pompa Sebagai Turbin Untuk
Pembangkit Listrik Dengan Ketinggian Head Dan Debit Air
Yang Berbeda
Bidang ilmu : Alat Berat

Telah berhasil dipertahankan di hadapan Tim Penguji dan diterima sebagai salah satu syarat yang diperlukan untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik pada Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.

Medan, November 2020

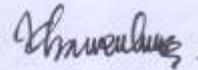
Mengetahui dan menyetujui:

Dosen Penguji I



H. Muharif, S.T., M.Sc

Dosen Penguji II



Khairul Umurani, S.T., M.T

Dosen Penguji III



Munawar Alfansury Siregar, S.T., M.T

Dosen Penguji IV



Sudirman Lubis, S.T., M.T

Program Studi Teknik Mesin
Ketua,




Ketua, S.T., M.T

SURAT PERNYATAAN KEASLIAN TUGAS AKHIR

Saya yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama Lengkap	: Alexander Lubis
Tempat / Tanggal Lahir	: Ampungsiala / 06 Februari 1994
NPM	: 1307230231
Fakultas	: Teknik
Program Studi	: Teknik Mesin

Menyatakan dengan sesungguhnya dan sejujurnya, bahwa laporan Tugas Akhir saya yang berjudul:

“Uji Eksperimental Unjuk Kerja Pempa Sebagai Turbin Untuk Pembangkit Listrik Dengan Ketinggian Head Dan Debit Air Yang Berbeda”,

Bukan merupakan plagiarisme, pencurian hasil karya milik orang lain, hasil kerja orang lain untuk kepentingan saya karena hubungan material dan non-material, ataupun segala kemungkinan lain, yang pada hakekatnya bukan merupakan karya tulis Tugas Akhir saya secara orisinal dan otentik.

Bila kemudian hari diduga kuat ada ketidaksesuaian antara fakta dengan kenyataan ini, saya bersedia diproses oleh Tim Fakultas yang dibentuk untuk melakukan verifikasi, dengan sanksi terberat berupa pembatalan kelulusan/kestarjanaan saya.

Demikian Surat Pernyataan ini saya buat dengan kesadaran sendiri dan tidak atas tekanan ataupun paksaan dari pihak manapun demi menegakkan integritas akademik di Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.

Medan, 24 Oktober 2020

Saya yang menyatakan,



Alexander Lubis

ABSTRAK

Listrik adalah bagian penting berlangsungnya kehidupan manusia saat ini. Namun bertambahnya waktu, tenaga listrik akan lebih banyak dibutuhkan dalam jumlah besar. Prinsip kerja dasar dari *Pump As Turbines* (PAT) adalah kebalikan dari kerja pompa yang biasanya pompa digunakan untuk mengalirkan air dari dataran rendah ke dataran tinggi sedangkan di *Pump As Turbines* (PAT) air dari dataran tinggi masuk ke *output* pompa dan keluar dari *input* pompa sehingga pompa menghasilkan putaran untuk menggerakkan generator, yang selanjutnya dapat dijadikan suatu alternatif yang dapat dikembangkan dalam memecahkan masalah. Pompa yang digunakan sebagai turbin memiliki jenis sentrifugal berdiameter $1\frac{1}{2}$ inchi dengan daya 1 HP dan menghitung *head* dan debit air yang berbeda. Dari hasil perhitungan yang dilakukan di dapatkan hasil pada pompa 1 dengan *head* statis total $H_s = 0,21\text{m}$, kecepatan spesifik turbin $n_q = 212,79$ Rpm dan efisiensi pompa tertinggi $\eta = 0,65\%$. Hasil pada pompa 1 dengan *head* statis total $H_s = 0,36\text{m}$, kecepatan spesifik turbin $n_q = 188,74$ Rpm dan efisiensi pompa tertinggi $\eta = 0,83\%$. Dari hasil perhitungan yang dilakukan di dapatkan hasil pada pompa 2 dengan *head* statis total $H_s = 0,89\text{m}$, kecepatan spesifik turbin $n_q = 285,56$ Rpm dan efisiensi pompa tertinggi $\eta = 1,45\%$. Hasil pada pompa 2 dengan *head* statis total $H_s = 0,49\text{m}$, kecepatan spesifik turbin $n_q = 173,86$ Rpm dan efisiensi pompa tertinggi $\eta = 0,98\%$.

Kata kunci: PAT, pompa sentrifugal, ketinggian head, debit air

ABSTRACT

Electricity is an important part of the ongoing human life today. However, over time, more electricity will be needed in large quantities. The basic working principle of Pump As Turbines (PAT) is the opposite of pump work, which is usually the pump used to drain water from the lowlands to the highlands, while in Pump As Turbines (PAT) water from the highlands enters the pump output and leaves the pump input so that the pump produces rotation to drive the generator, which can then be used as an alternative that can be developed in solving the problem. The pump used as a turbine has a centrifugal type with a diameter of $1\frac{1}{2}$ inches with a power of 1 HP and calculates different heads and water flows. From the results of the calculations carried out, the results obtained on pump 1 with a total static head $H_s = 0.21\text{m}$, turbine specific speed $nq = 212.79$ Rpm and the highest pump efficiency $\eta = 0.65\%$. The results for pump 1 with a total static head of $H_s = 0.36\text{m}$, turbine specific speed $nq = 188.74$ Rpm and the highest pump efficiency $\eta = 0.83\%$. From the results of the calculations carried out, the results obtained on pump 2 with a total static head $H_s = 0.89\text{m}$, the turbine specific speed $nq = 285.56$ Rpm and the highest pump efficiency $\eta = 1.45\%$. The results for pump 2 with total static head $H_s = 0.49\text{m}$, turbine specific speed $nq = 173.86$ Rpm and the highest pump efficiency $\eta = 0.98\%$.

Key words: PAT, centrifugal pump, head height, water discharge

KATA PENGANTAR

Dengan nama Allah Yang Maha Pengasih lagi Maha Penyayang. Segala puji dan syukur penulis ucapkan kehadiran Allah SWT yang telah memberikan karunia dan nikmat yang tiada terkira. Salah satu dari nikmat tersebut adalah keberhasilan penulis dalam menyelesaikan laporan Tugas Akhir ini yang berjudul “Uji Eksperimental Unjuk Kerja Pompa Sebagai Turbin Untuk Pembangkit Listrik Dengan Ketinggian *Head* Dan Debit Air Yang Berbeda” sebagai syarat untuk meraih gelar akademik Sarjana Teknik pada Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara (UMSU), Medan.

Banyak pihak telah membantu dalam menyelesaikan laporan Tugas Akhir ini, untuk itu penulis menghaturkan rasa terimakasih yang tulus dan dalam kepada:

1. Bapak Munawar Alfansury Siregar, ST, MT selaku Dosen Pembimbing I dan Penguji yang telah banyak membimbing dan mengarahkan penulis dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini, sekaligus sebagai Dekan Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara
2. Bapak Sudirman Lubis, ST, MT, selaku Dosen Pembimbing II dan Penguji yang telah banyak membimbing dan mengarahkan penulis dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini
3. Bapak H. Muharnif, ST, MSc, selaku Dosen Pembimbing I dan Penguji yang telah banyak membimbing dan mengarahkan penulis dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini.
4. Bapak Khairul Umurani, ST, MT selaku Dosen Pembimbing II yang telah banyak membimbing dan mengarahkan penulis dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini, sekaligus sebagai Wakil Dekan III Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.
5. Bapak Affandi ST, MT selaku Ketua Program Studi Teknik Mesin, Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.
6. Seluruh Bapak/Ibu Dosen di Program Studi Teknik Mesin, Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara yang telah banyak memberikan ilmu teknik mesin kepada penulis.

7. Orang tua penulis: Asmar Lubis dan Kartini Nasution, yang telah bersusah payah membesarkan dan membiayai studi penulis.
8. Bapak/Ibu Staf Administrasi di Biro Fakultas Teknik, Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.
9. Sahabat-sahabat penulis: Abdul Gani Harahap S.T, Amir Hamjah Harahap S.T, Dede Deni S.T, dan lainnya yang tidak mungkin namanya disebut satu per satu.

Laporan Tugas Akhir ini tentunya masih jauh dari kesempurnaan, untuk itu penulis berharap kritik dan masukan yang konstruktif untuk menjadi bahan pembelajaran berkesinambungan penulis di masa depan. Semoga laporan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi dunia konstruksi dan manufaktur teknik mesin.

Medan, 24 Oktober 2020

Alexander Lubis

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN	ii
LEMBAR PERNYATAN KEASLIAN SKRIPSI	iii
ABSTRAK	iv
ABSTRACT	v
KATA PENGANTAR	vi
DAFTAR ISI	viii
DAFTAR TABEL	x
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR NOTASI	xiv
BAB 1 PENDAHULUAN	
1.1. Latar Belakang	1
1.2. Rumusan masalah	2
1.3. Ruang lingkup	2
1.4. Tujuan	3
1.4.1. Tujuan Umum	3
1.4.2. Tujuan Khusus	3
1.5. Manfaat	3
BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA	
2.1. <i>Pump As Turbine</i> (PAT)	4
2.2. Pompa	5
2.2.1. Klasifikasi Pompa Berdasarkan Prinsip Kerja	5
2.2.2. Kerugian Pada Pompa	13
2.2.3. Prinsip Kerja Pompa Sentrifugal	14
2.3. Klasifikasi Pompa Sentrifugal	14
2.4. Fluida	15
2.4.1. Jenis Aliran Fluida	16
2.4.2. Mekanisme Aliran Fluida	17
2.5. Perhitungan <i>Head</i>	17
2.5.1. Daya Hidrolis	19
2.5.2. Efisiensi Pompa	19
2.5.3. <i>Net Positive Suction Head</i> (NPSH yang tersedia)	19
BAB 3 METODOLOGI	
3.1 Tempat dan Waktu	20
3.2 Bahan dan Alat	21
3.3 Bagan Alir Penelitian	27
3.4 Prosedur Penelitian	28
BAB 4 HASIL DAN PEMBAHASAN	
4.1. Pengujian Dan Pengambilan Data	29
4.2. Perhitungan Pada Pompa Penggerak 1	32

4.2.1. Perhitungan Pada Pompa Penggerak 1 dengan pengujian <i>Head</i> berbeda	46
4.3. Perhitungan pada pompa penggerak 2	61
4.3.1. Perhitungan Pada Pompa Penggerak 2 dengan pengujian <i>head</i> berbeda	75
4.4. Data grafik putaran pompa terhadap kecepatan spesifik turbin	90
BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN	
5.1. Kesimpulan	94
5.2. Saran	95
DAFTAR PUSTAKA	96
LAMPIRAN	
LEMBAR ASISTENSI	
DAFTAR RIWAYAT HIDUP	

DAFTAR TABEL

Tabel 3.1. Rencana pelaksanaan penelitian	20
Tabel 4.1 Data hasil pengujian pompa 1 dengan <i>head</i> statis total 0,21m (Q_1, Q_2, Q_3)	90
Tabel 4.2 Data hasil pengujian pompa 1 dengan <i>head</i> statis total 0,36m (Q_1, Q_2, Q_3)	91
Tabel 4.3 Data hasil pengujian pompa 2 dengan <i>head</i> statis total 0,89m (Q_1, Q_2, Q_3)	92
Tabel 4.4 Data hasil pengujian pompa 2 dengan <i>head</i> statis total 0,49m (Q_1, Q_2, Q_3)	93

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Instalasi penggunaan pompa sebagai turbin	5
Gambar 2.2 Pompa Torak (<i>Reciprocating</i>)	6
Gambar 2.3 <i>Metering Pump</i>	7
Gambar 2.4 Pompa <i>Gear</i> (<i>Gear Pump</i>)	7
Gambar 2.5 <i>Screw Pump</i>	8
Gambar 2.6 <i>Rotary Vane Pump</i>	8
Gambar 2.7 Pompa Dinding (<i>Diafragma Pump</i>)	9
Gambar 2.8 Pompa Sentrifugal (<i>Centrifugal Pump</i>)	10
Gambar 2.9 Pompa Aliran Aksial	10
Gambar 2.10 <i>Special Effect Pump</i>	11
Gambar 2.11 Pompa Benam (<i>Submersible Pump</i>)	11
Gambar 2.12 Pompa Hidraulik (<i>Hydraulic Ramp Pump</i>)	12
Gambar 2.13 Pompa Elevator (<i>Elevator Pump</i>)	12
Gambar 2.14 Pompa Magnet (<i>Electromagnetic Pump</i>)	13
Gambar 2.15 Aliran Laminar	16
Gambar 2.16 Aliran Turbulen	17
Gambar 2.17 <i>Total Dynamic Head Pump</i>	18
Gambar 3.1 Pompa Sentrifugal	21
Gambar 3.2 <i>Water flow meter</i>	22
Gambar 3.3 bak penampung air	22
Gambar 3.4 Pipa PVC	23
Gambar 3.5 Generator	23
Gambar 3.6 <i>Elbow</i>	24
Gambar 3.7 Sambungan pipa <i>tee</i>	24
Gambar 3.8 <i>Digital Multi-tester</i>	25
Gambar 3.9 <i>Stopwatch</i>	25
Gambar 3.10 <i>Tachometer</i>	26
Gambar 3.11 <i>Manometer U</i>	26
Gambar 3.12 Bagan Alir Penelitian	27
Gambar 3.13 Skematik <i>Pump As Turbine</i>	28
Gambar 4.1 Alat Uji Pompa Sebagai Turbin	29
Gambar 4.2 Pompa 1 Dan Pompa 2	29
Gambar 4.3 Pengujian Tanpa Menggunakan Beban Lampu	30
Gambar 4.4 Pengambilan Data Debit Pada <i>Flowmeter</i>	30
Gambar 4.5 Pengambilan Data Putaran Pompa Sebagai Turbin	30
Gambar 4.6 Pengambilan Data Pada Alternator	31
Gambar 4.7 Mengukur Kuat Arus	31
Gambar 4.8 grafik unjuk kerja pompa 1 dengan <i>head</i> statis total 0,21m	91
Gambar 4.9 grafik unjuk kerja pompa 1 dengan <i>head</i> statis total 0,36m	92
Gambar 4.10 grafik unjuk kerja pompa 2 dengan <i>head</i> statis total 0,89m	93
Gambar 4.11 grafik unjuk kerja pompa 2 dengan <i>head</i> statis total 0,49m	94

**DAFTAR
NOTASI**

Keterangan	Simbol	Satuan
Arus listrik	I	Ampere
Bilangan Reynold	Re	m
Berbagai kerugian head dipipa, katub, belokan	hl	mm
Diameter poros	D	mm
Diameter pipa	d	Inchi
Debit aliran	Q	m ³ /s
Debit aliran sisi isap	Q _i	m ³ /s
Debit aliran sisi tekan	Q _t	m ³ /s
Daya hidrolis	Nh	kW
Daya listrik	p	Volt
Daya air	P _{in}	m ³ /detik
Faktor gesekan	f	
Faktor akibat adanya katub isap dengan saringan	k	
Head statis pada sisi tekan	Z _t	m
Head statis pada sisi isap	Z _i	m
Head kerugian gesek dalam pipa	h _f	m
Head total	H	m
Head statis total	H _s	m
Kerugian keseluruhan pada pipa tekan	hl _t	m
Kerugian keseluruhan pada pipa isap	hl _i	m
Kerugian head pada sambungan	hl ₁	
Kerugian head pada katub isap dengan saringan	hl ₂	
Kecepatan aliran	V	m/s
Kecepatan aliran pada sisi tekan	V _t	m/s
Kecepatan aliran pada sisi isap	V _i	m/s
Luas penampang	A	m ²
Massa jenis air	ρ	kg/m ³
Massa jenis fluida	γ	kg/m ³
Nilai kekasaran pada pipa (PVC)	ε	
NPSH	h _{sv}	m
Putaran	n	rpm
Putaran spesifik	n _s	rpm
Percepatan gravitasi	g	m/s ²
Perbedaan head tekan	Δhp	m
Volume	V	m ³
Viskositas kinetik zat cair	υ	m ² /s

BAB 1 PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Listrik adalah bagian penting berlangsungnya kehidupan manusia saat ini. Namun bertambahnya waktu, tenaga listrik akan lebih banyak dibutuhkan dalam jumlah besar. Sampai sekarang pembangkit listrik yang memanfaatkan energi air merupakan penghasil listrik yang ramah lingkungan, sehingga potensi energi dari air perlu dimanfaatkan dalam mengatasi semakin besarnya kebutuhan tenaga listrik. Pembangkit listrik tenaga air ialah salah satu dari beberapa energi terbarukan yang mampu berkembang dan akan menjadi sumber energi besar di masa mendatang. Konsumsi listrik di Indonesia terus meningkat setiap tahunnya sejalan dengan peningkatan penduduk dan ekonomi nasional, semakin tinggi daya beli dan konsumsi publik maka semakin tinggi pula tingkat penggunaan listriknya, dengan meningkatnya penduduk maka energi listrik yang diperlukan akan meningkat. Salah satu alternatif bagaimana menghasilkan energi listrik dengan menggunakan *Pump As Turbines* (PAT).

Pump As Turbines (PAT) merupakan inovasi tepat guna yang dapat mengubah pompa sentrifugal menjadi turbin yang menghasilkan energi listrik. Prinsip kerja dasar dari *Pump As Turbines* (PAT) adalah kebalikan dari kerja pompa yang biasanya pompa digunakan untuk mengalirkan air dari dataran rendah ke dataran tinggi sedangkan di *Pump As Turbines* (PAT) air dari dataran tinggi masuk ke *output* pompa dan keluar dari *input* pompa sehingga pompa menghasilkan putaran untuk menggerakkan generator, yang selanjutnya dapat dijadikan suatu alternatif yang dapat dikembangkan dalam memecahkan masalah. *Pump As Turbines* (PAT) adalah suatu pembangkit listrik skala kecil yang menggunakan tenaga air sebagai tenaga penggerakannya seperti sumber air atau saluran air dengan cara memanfaatkan ketinggian air (*head*) dan jumlah debit air (*Q*). Pada *Pump As Turbines* (PAT) prinsip kerja pompa dibalik menjadi mesin tenaga yang mengkonversikan energi potensial menjadi energi kinetik, karena pompa digunakan sebagai pengganti turbin air.

Berdasarkan sistem kerjanya, turbin dibagi menjadi dua jenis, yaitu turbin impuls yang sistem kerjanya memanfaatkan energi air berupa kecepatan, tekanan,

dan energi potensial untuk dikonversikan menjadi energi kinetik melalui turbin dan ditransmisikan ke generator sehingga menghasilkan listrik. Turbin kedua yaitu turbin reaksi dimana sistem kerjanya merubah energi air menjadi energi puntir dalam bentuk putaran akibat dari bentuk sudu turbin yang memiliki profil khusus dan turbin seluruhnya terendam dalam air. Salah satu contoh jenis turbin reaksi antara lain turbin air Darrieus dan turbin air helikal Gorlov. Turbin air helikal Gorlov merupakan penyempurnaan dari turbin air Darrieus (Kurniawan, 2014).

Karakteristik pompa sentrifugal untuk dimanfaatkan sebagai turbin perlu dipelajari sebagai acuan sebelum memanfaatkan pompa yang akan difungsikan sebagai turbin, dan dengan melakukan penelitian bagaimana karakteristik dari *reservoir* yang ada disana, maka akan didapatkan parameter-parameter yang diperlukan untuk melakukan desain untuk mencari pompa yang tepat untuk digunakan (Teuteberg, 2011).

Dengan latar belakang ini, maka saya tertarik untuk mengadakan penelitian sebagai tugas sarjana dengan judul: **“Uji Eksperimental Unjuk Kerja Pompa Sebagai Turbin Untuk Pembangkit Listrik Dengan Ketinggian *Head* Dan Debit Air Yang Berbeda”**.

1.2 Rumusan Masalah

Dari latar belakang masalah, dapat di rumuskan masalahnya yaitu :
Bagaimana mengetahui unjuk kerja pompa sebagai turbin untuk pembangkit listrik dengan ketinggian head dan debit air yang berbeda.

1.3 Ruang Lingkup

Agar pembahasan tidak terjebak dalam pembahasan yang tidak perlu maka dibuat batasan masalah yang meliputi :

- a Pompa yang digunakan sebagai turbin adalah jenis pompa sentrifugal dengan diameter pipa 1½”
- b Pompa yang digunakan memiliki daya 1 HP
- c Ketinggian *head* yang digunakan 0,21m, 0,36m, 0,89m dan 0,49m

d Debit aliran $Q_1 = 0,000149m^3 / s, Q_2 = 0,000896m^3 / s,$
 $Q_3 = 0,000296m^3 / s$

1.4 Tujuan

1.4.1. Tujuan Umum

Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui hasil unjuk kerja pompa sebagai turbin untuk pembangkit listrik dengan ketinggian *head* dan debit air yang berbeda.

1.4.2. Tujuan Khusus

- a. Untuk mengetahui daya pompa sebagai turbin pembangkit listrik
- b. Untuk menghitung efisiensi pompa sebagai turbin

1.5 Manfaat

Adapun manfaat dari penelitian ini adalah :

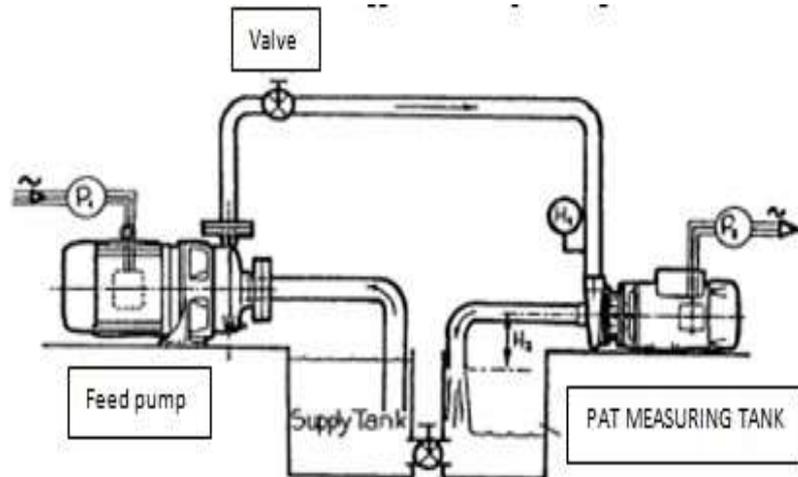
1. Dapat menjadi alternatif kelangkaan turbin air skala piko di pasaran.
2. Mendorong pemanfaatan potensi energi air yang ada.
3. Hasil penelitian ini dapat digunakan sebagai acuan dalam pengembangan penelitian selanjutnya.

BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA

2.1 *Pump As Turbine* (PAT)

Pump As Turbines (PAT) merupakan inovasi tepat guna yang dapat mengubah pompa sentrifugal menjadi turbin yang menghasilkan energi listrik. Prinsip kerja dasar dari *Pump As Turbines* (PAT) adalah kebalikan dari kerja pompa yang biasanya pompa digunakan untuk mengalirkan air dari dataran rendah ke dataran tinggi sedangkan di *Pump As Turbines* (PAT) air dari dataran tinggi masuk ke *output* pompa dan keluar dari *input* pompa sehingga pompa menghasilkan putaran untuk menggerakkan generator, yang selanjutnya dapat dijadikan suatu alternatif yang dapat dikembangkan untuk menghasilkan listrik. *Pump As Turbines* (PAT) adalah suatu pembangkit listrik skala kecil yang menggunakan tenaga air sebagai tenaga penggerak seperti sumber air atau saluran air dengan cara memanfaatkan ketinggian air (*head*) dan jumlah debit air (*Q*). Pada *Pump As Turbines* (PAT) prinsip kerja pompa dibalik menjadi mesin tenaga yang mengkonversikan energi potensial menjadi energi kinetik, karena pompa digunakan sebagai pengganti turbin air.

Bidang ilmu yang khusus mengoperasikan pompa sebagai turbin ini sering disebut dengan istilah *Pump As Turbines*, jarang yang tahu bahwa beberapa tipe pompa air dapat di aplikasikan sebagai turbin air, biasanya pompa digerakkan oleh motor listrik untuk menaikkan sejumlah air sampai ketinggian tertentu. Pada aplikasi pompa sebagai turbin prinsip kerja pompa di balik yaitu diberi jatuhnya air dari ketinggian tertentu untuk memutar *impeller* pompa, putaran *impeller* ini akan diteruskan untuk memutar generator sehingga dihasilkan tenaga listrik, instalasi penggunaan pompa sebagai turbin seperti yang terlihat pada gambar 2.1.



Gambar 2.1 Instalasi penggunaan pompa sebagai turbin dengan menggunakan tekanan pompa (Arthur Williams. 1995)

2.2 Pompa

Pompa adalah suatu alat untuk memindahkan fluida cair dari suatu tempat ke tempat lain dengan memberikan gaya tekan terhadap zat yang akan dipindahkan. Pada dasarnya, prinsip kerja pompa dalam melakukan pengaliran yakni dengan cara memberikan gaya tekan terhadap fluida. Tujuan dari gaya tekanan tersebut ialah untuk mengatasi friksi atau hambatan yang timbul di dalam pipa saluran ketika proses pengaliran sedang berlangsung. Friksi tersebut umumnya disebabkan oleh adanya beda elevasi (ketinggian) antara saluran masuk dan saluran keluar, dan juga karena adanya tekanan balik yang harus dilawan. Tanpa adanya tekanan pada cairan maka cairan tersebut tidak mungkin untuk dialirkan/dipindahkan.

Perpindahan fluida cair dapat terjadi secara horizontal maupun vertikal, seperti zat cair yang berpindah secara mendatar akan mendapatkan hambatan berupa gesekan dan turbulensi. Sedangkan zat cair dengan perpindahan ke arah vertikal, hambatan yang timbul dapat berupa hambatan-hambatan yang diakibatkan karena adanya perbedaan tinggi antara permukaan isap (*suction*) dan permukaan tekan/buang (*discharge*) (Syafrianto, 2014).

2.2.1 Klasifikasi Pompa Berdasarkan Prinsip Kerja

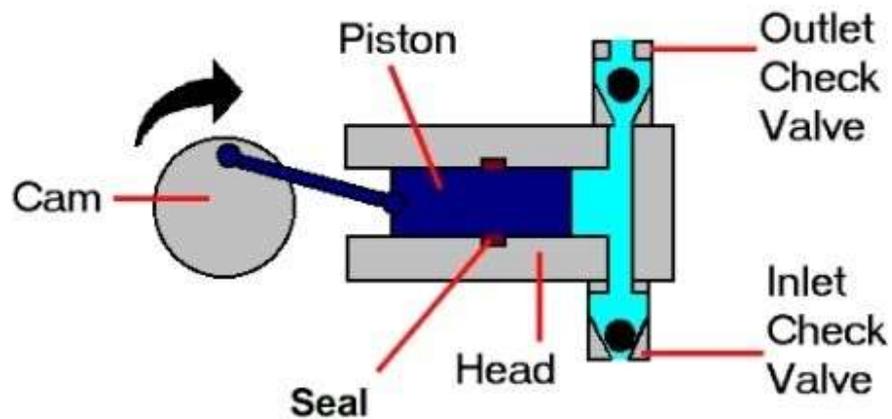
Dalam pemakaian sehari-hari, secara umum pompa dapat diklasifikasikan sebagai berikut :

1. Pompa Perpindahan Positif (*Positive Displacement Pump*)

Pompa ini dikenal sesuai dengan caranya beroperasi yaitu, cairan diambil dari sisi *suction*, kemudian diberi gaya tekan di dalam rumah pompa dan dipindahkan ke sisi *discharge*, perpindahan fluida di dalam rumah pompa berlangsung secara positif, yang termasuk jenis pompa ini adalah :

a. Pompa Torak (*Reciprocating*)

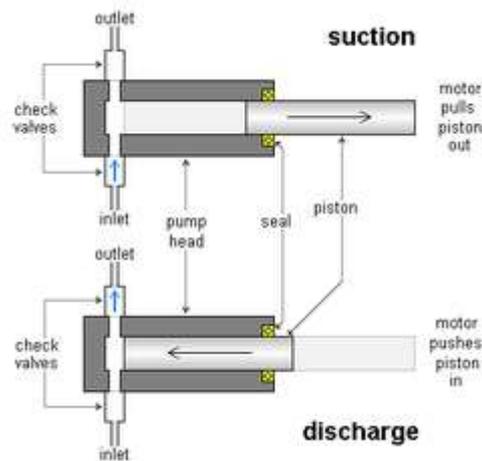
Cara kerja pada pompa *reciprocating* saat mengalirkan fluida yaitu, mengkonversikan atau mengubah energi mekanis dari penggerak pompa menjadi energi dinamis/potensial terhadap cairan yang dipindahkan, perpindahan energi ke cairan terjadi melalui elemen berupa *gear* atau sering juga disebut *crank/cam* yang bergerak secara memutar dan memberikan dorongan terhadap *piston*. Piston inilah yang selanjutnya akan menekan fluida ke arah *discharge* sehingga dapat mengalir. (Syafrianto, 2014) seperti yang terlihat pada gambar 2.2.



Gambar 2.2 Pompa Torak (*Reciprocating*)

b. Metering Pump

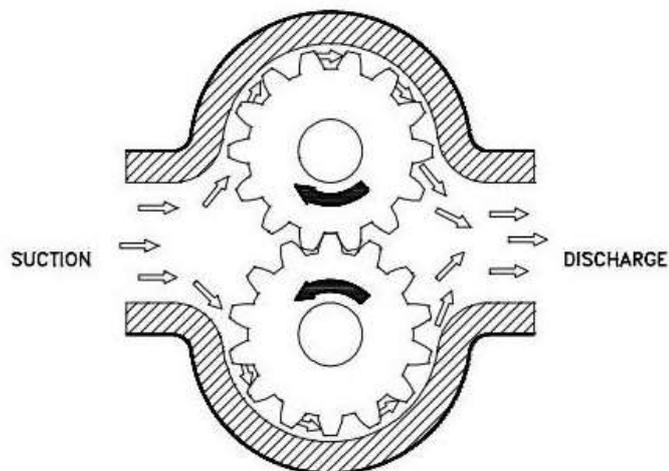
Metering Pump termasuk ke dalam jenis pompa *reciprocating*, **adalah pompa yang digunakan untuk memompa fluida dengan debit yang dapat diubah-ubah sesuai kebutuhan.** Pompa ini biasanya digunakan untuk memompa bahan aditif yang dimasukkan ke dalam suatu aliran fluida tertentu seperti yang terlihat pada gambar 2.3.



Gambar 2.3 Metering Pump

c. Pompa Gear (*Gear Pump*)

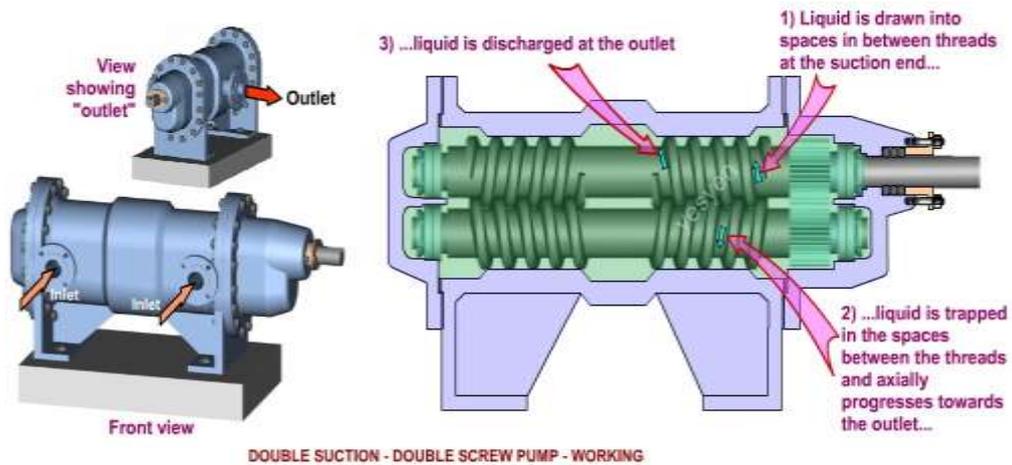
Pompa ini terdiri dari sebuah rumah pompa dengan sambungan isap dan sambungan kempa dan didalamnya berputar dua buah roda gigi seperti yang terlihat pada gambar 2.4.



Gambar 2.4 Pompa Gear (*Gear Pump*)

d. *Screw Pump*

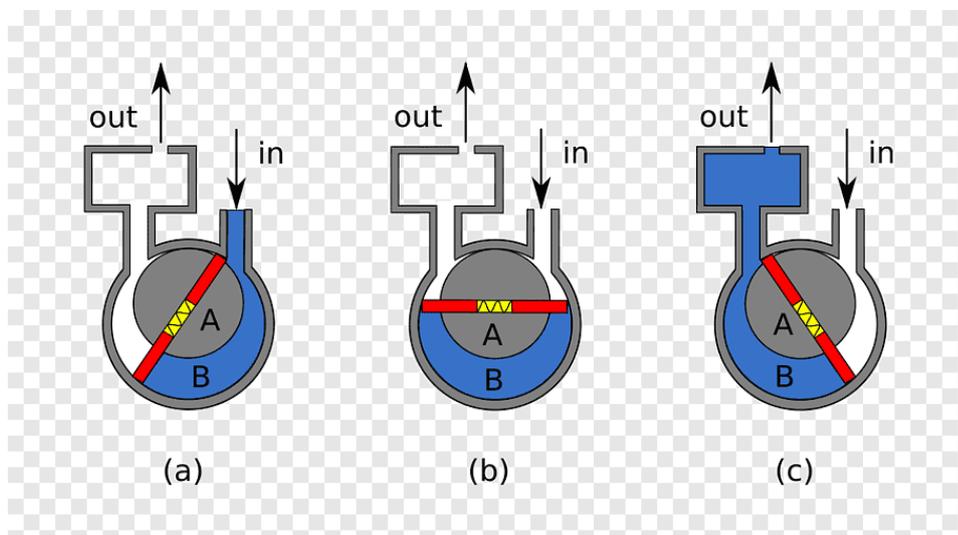
Screw pump termasuk kedalam jenis pompa *rotary* pompa ini menggunakan dua ulir yang bertemu dan berputar untuk menghasilkan aliran fluida sesuai dengan yang diinginkan seperti yang terlihat pada gambar 2.5.



Gambar 2.5 *Screw Pump*

e. *Rotary Vane Pump*

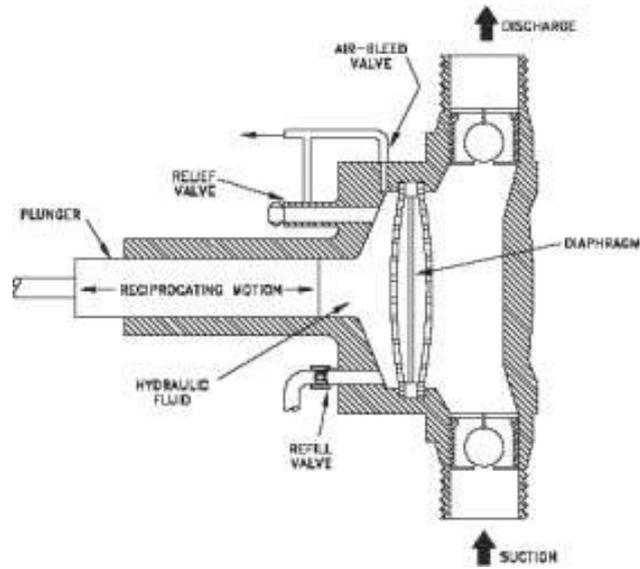
Rotary vane pump termasuk kedalam jenis pompa *rotary*, memiliki prinsip yang sama dengan kompresor *scroll*, yang menggunakan rotor silindrik yang berputar secara harmonis menghasilkan tekanan fluida tertentu seperti yang terlihat pada gambar 2.6.



Gambar 2.6 *Rotary Vane Pump*

f. Pompa Dinding (*Diafragma Pump*)

Pompa yang memiliki poros tunggal ini bekerja dengan sebuah rotor berbentuk silinder yang diberi aluran-aluran lurus pada kelilingnya seperti yang terlihat pada gambar 2.7.



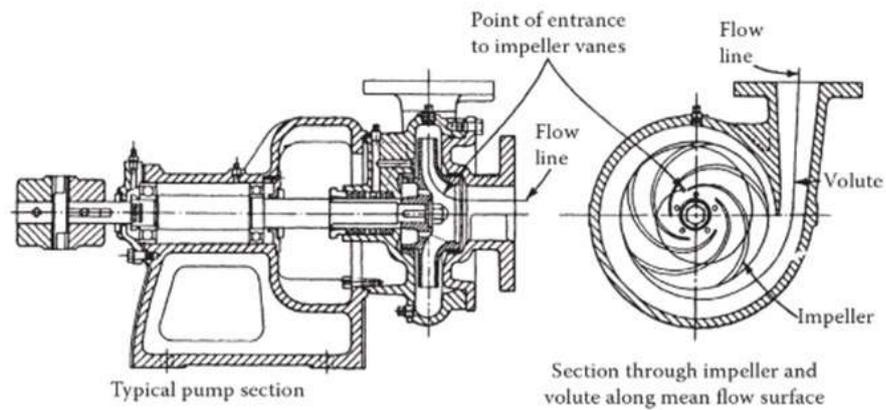
Gambar 2.7 Pompa Dinding (*Diafragma Pump*)

2. Pompa Dinamik (*Non Positive Displacement*)

Pompa ini disebut juga dengan “*Non Positive Displacement Pump*“, pompa tekanan dinamis terdiri dari poros, sudu – sudu *Impeller*, *volute*, dan *discharge nozzle*. Energi mekanis dari luar diberikan pada poros pompa untuk memutar *Impeller*. Akibat putaran dari *Impeller* menyebabkan *Head* dari fluida menjadi lebih tinggi karena mengalami percepatan. Ditinjau dari arah aliran yang mengalir melalui sudu – sudu gerak, maka pompa tekanan dinamis digolongkan atas tiga bagian (Syafrianto, 2014)

- Pompa Sentrifugal (*Centrifugal Pump*)

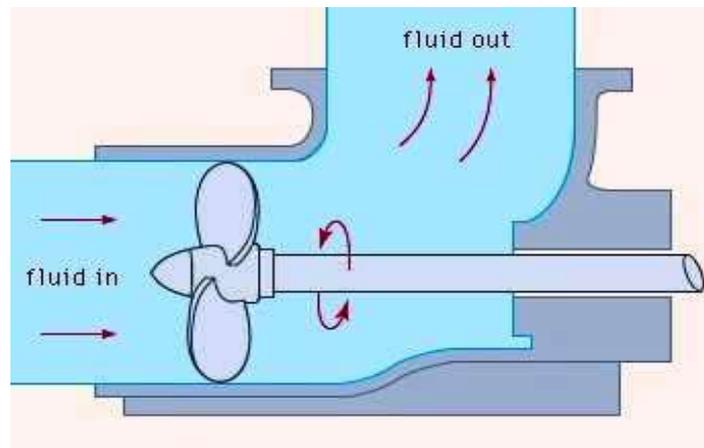
Pompa sentrifugal adalah suatu mesin kinetis yang mengubah energi mekanik menjadi energi fluida menggunakan gaya sentrifugal (Sularso, 2004), pompa sentrifugal terdiri dari sebuah cakram dan terdapat sudu-sudu, arah putaran sudu-sudu itu biasanya dibelokkan ke belakang terhadap arah putaran pompa sentrifugal dapat dilihat seperti pada gambar 2.8.



Gambar 2.8 Pompa Sentrifugal (*Centrifugal Pump*)

- Pompa Aliran Aksial

Pompa aliran aksial berfungsi untuk mendorong fluida kerja dengan arah yang **sejajar** terhadap sumbu/poros impellernya. Hal ini **berbeda dengan pompa jenis sentrifugal** yang arah output fluidanya **tegak lurus** dengan sumbu impeller seperti yang terlihat pada gambar 2.9.

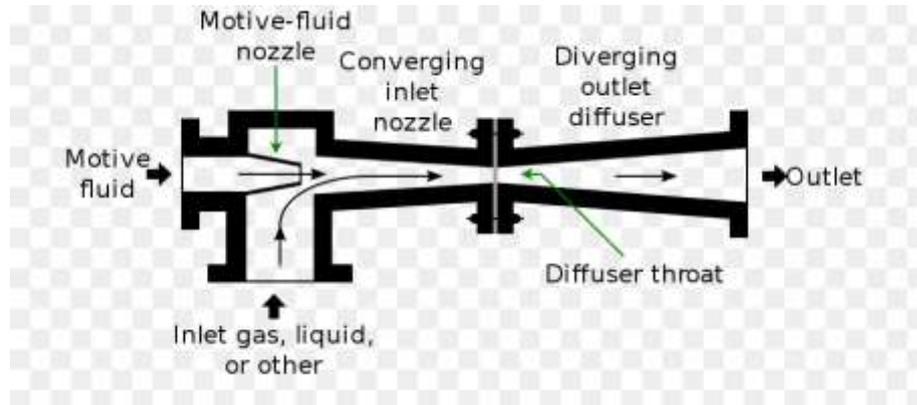


Gambar 2.9 Pompa Aliran Aksial

- *Special Effect Pump*

Pompa jenis ini digunakan pada industri dengan kondisi tertentu. **Yang termasuk ke dalam pompa jenis ini yaitu jet (eductor), gas lift, hydraulic ram, dan electromagnetic.** Pompa *jet-eductor (injector)* adalah sebuah alat yang menggunakan efek venturi dari *nozzle* konvergen-divergen untuk mengkonversi energi tekanan dari fluida bergerak menjadi energi gerak sehingga menciptakan

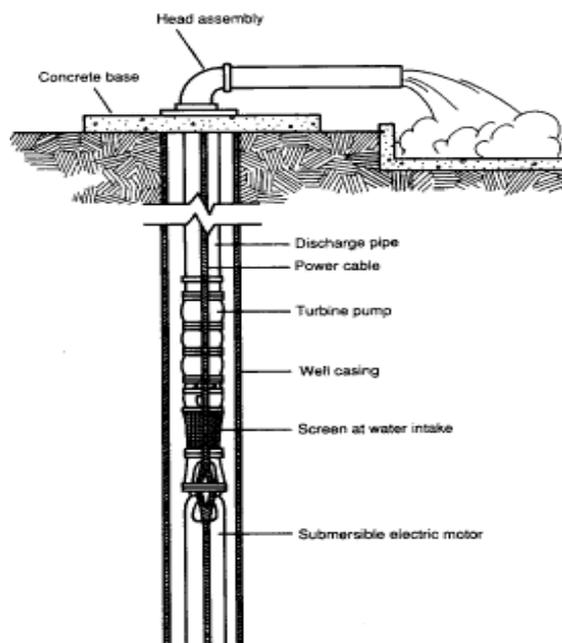
area bertekanan rendah, dan dapat menghisap fluida di sisi *suction* seperti yang terlihat pada gambar 2.10.



Gambar 2.10 *Special Effect Pump*

- Pompa Benam (*Submersible Pump*)

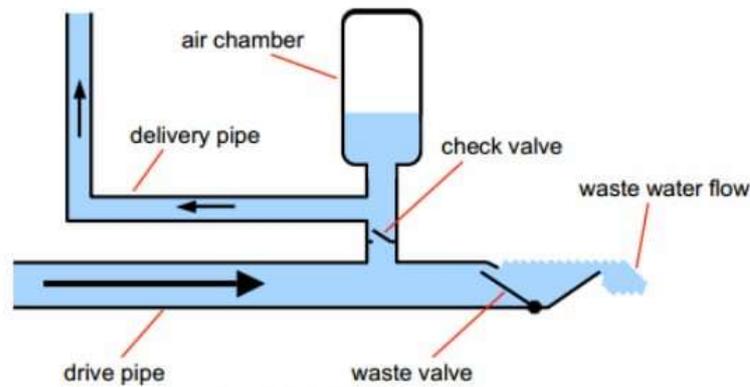
Pompa benam menggunakan daya listrik untuk menggerakkan motor. Motor itu mempunyai poros yang tegak lurus dengan sudu-sudu. Karena kedudukan sudu-sudu satu poros dengan motor, maka bila motor bekerja, sudu-sudu akan berputar dan air yang berada pada bak isapan terangkat oleh sudu yang terdapat pada sudu-sudu. Untuk menahan air yang telah diisap oleh sudu-sudu, supaya tidak bocor kembali ke bak isapan, air ditahan oleh lower difusser yang berada di bagian bawah pompa seperti yang terlihat pada gambar 2.11.



Gambar 2.11 Pompa Benam (*Submersible Pump*)

- Pompa Hidraulik (*Hydraulic Ramp Pump*)

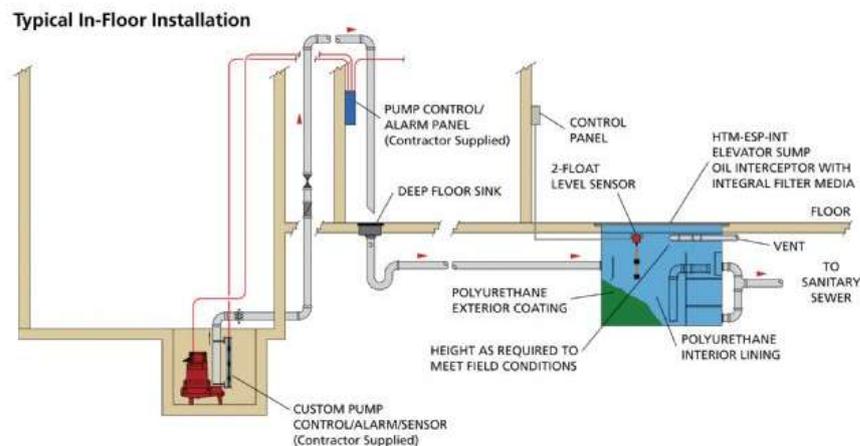
Pompa jenis ini adalah pompa yang tidak menggunakan energi listrik/bahan bakar untuk bekerja. Bekerja dengan sistem pemanfaatan tekanan dinamik atau gaya air yang timbul karena adanya aliran air dari sumber air ke pompa, gaya tersebut digunakan untuk menggerakkan katup yang bekerja dengan frekuensi tinggi, sehingga diperoleh gaya besar untuk mendorong air ke atas seperti yang terlihat pada gambar 2.12.



Gambar 2.12 Pompa Hidraulik (*Hydraulic Ramp Pump*)

- Pompa Elevator (*Elevator Pump*)

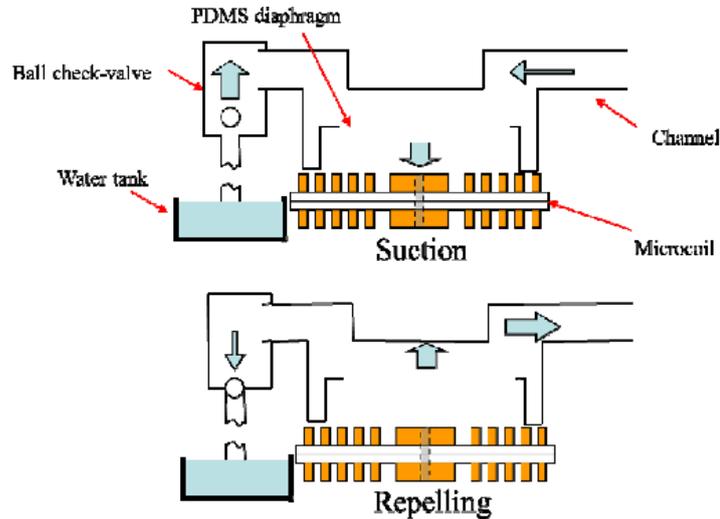
Sifat dari pompa ini mengangkat cairan ke tempat yang lebih tinggi dengan menggunakan roda timba, *archimedeian screw* dan peralatan sejenis. Ini dapat digunakan untuk zat cair yang mengandung *slurry* seperti pasir, lumpur dan lainnya seperti yang terlihat pada gambar 2.13.



Gambar 2.13 Pompa Elevator (*Elevator Pump*)

- Pompa Magnet (*Electromagnetic Pump*)

Cara kerja pompa ini adalah tergantung dari kerja langsung sebuah medan magnet *ferromagnetic* yang dialirkan, oleh karena itu penggunaan dari pompa ini sangat terbatas khususnya pada pemompaan cairan metal seperti yang terlihat pada gambar 2.14.



Gambar 2.14 Pompa Magnet (*Electromagnetic Pump*)

2.2.2 Kerugian Pada Pompa

a. Kerugian akibat adanya kebocoran

Yang dimaksud kebocoran ini adalah kebocoran yang terjadi dalam pompa, bagian discharge, dan suction. Ada pula kebocoran diluar yaitu kebocoran zat cair yang melalui suffing box.

b. Kerugian akibat adanya gesekan zat cair

- ❖ Kecepatan aliran zat cair
- ❖ Permukaan dalam pipa yang sangat besar
- ❖ Terlalu banyak belokan pada pipa
- ❖ Viskositas zat cair terlalu berlebihan

c. Kerugian mekanis

- ❖ *Clearence* terlalu kecil
- ❖ Koping bergesek dengan udara
- ❖ *Bearing* dan *packing*
- ❖ Bagian *shaft* dan poros

2.2.3 Prinsip Kerja Pompa Sentrifugal

Pompa sentrifugal mempunyai sebuah *impeller* (baling-baling) untuk mengangkat zat cair dari tempat yang lebih rendah ke tempat yang lebih tinggi. Daya dari luar diberikan pada poros pompa untuk memutar *impeller* di dalam zat cair. Maka zat cair yang ada di dalam *impeller* oleh dorongan sudu-sudu dapat berputar. Karena timbul gaya sentrifugal, maka zat cair mengalir dari tengah *impeller* keluar melalui saluran di antara sudu-sudu. Disini *head* tekanan zat cair menjadi lebih tinggi. Demikian juga *head* kecepatannya menjadi lebih tinggi karena mengalami percepatan.

Zat cair yang keluar melalui *impeller* akan ditampung oleh saluran berbentuk *volute* (spiral) dikelilingi *impeller* dan disalurkan keluar pompa melalui *nozel* (*outlet/discharge*). *Nozzel* ini sebagian *head* kecepatan aliran diubah menjadi *head* tekanan. Pompa sentrifugal dapat mengubah energi mekanik dalam bentuk kerja poros menjadi energi fluida. Energi inilah yang mengakibatkan perubahan *head* tekanan, *head* kecepatan dan *head* potensial pada zat cair yang mengalir secara kontinu.

2.3 Klasifikasi Pompa Sentrifugal

Pompa sentrifugal dapat diklasifikasikan berdasarkan :

1. Kapasitas

- ⇒ Kapasitas rendah $< 20 \text{ m}^3/\text{jam}$
- ⇒ Kapasitas menengah $< 20 - 60 \text{ m}^3/\text{jam}$
- ⇒ Kapasitas tinggi $> 60 \text{ m}^3/\text{jam}$

2. Tekanan *Discharge*

- ⇒ Tekanan rendah $< 5 \text{ Kg/cm}^2$
- ⇒ Tekanan menengah $5 - 50 \text{ Kg/cm}^2$
- ⇒ Tekanan tinggi $> 50 \text{ Kg/cm}^2$

3. Jumlah / susunan *impeller* dan tingkat

- ⇒ *Single stage* : Terdiri dari satu *impeller* dan satu *casing*
- ⇒ *Multi stage* : Terdiri dari beberapa *impeller* yang tersusun seri dalam satu *casing*

⇒ *Multi impeller* : Terdiri dari beberapa *impeller* yang tersusun paralel dalam satu *casing*

⇒ *Multi impeller & multi stage* : Kombinasi *multi impeller* dan *multi stage*

4. Posisi poros

⇒ Poros Tegak

⇒ Poros Mendatar

5. Jumlah *suction*

⇒ Single Suction

⇒ Double Suction

6. Arah aliran keluar *impeller*

⇒ *Radial Flow*

⇒ *Axial Flow*

⇒ *Mixed Flow*

2.3.2 Fluida

Fluida merupakan zat cair yang dapat berubah bentuk secara terus menerus jika terkena tegangan geser meskipun tegangan geser tersebut kecil. Fluida lebih mudah mengalir karena ikatan molekul dalam fluida lebih kecil dari ikatan molekul dalam zat padat, akibatnya fluida mengalami hambatan yang relatif kecil pada perubahan bentuk karena gesekan. Energi fluida untuk melakukan kerja yang dinyatakan dalam *feet* (kaki), tinggi tekan (*head*) merupakan ketinggian dimana kolom fluida harus naik untuk memperoleh jumlah energi yang mana sama dengan jumlah fluida yang dikandung pada kondisi yang sama. *Head* pompa adalah energi persatuan berat yang diperlukan untuk mengalirkan sejumlah zat cair atau fluida yang ditentukan sesuai dengan kondisi instalasi pompa. *Head* ada dalam tiga bentuk yang dapat saling berubah antara lain:

a. *Head* Potensial / *Head* actual

Ketinggian fluida diatas bidang datar. Jadi, suatu kolam air setinggi dua kaki atau feet mengandung jumlah energi yang disebabkan oleh posisinya dan dikatakan fluida tersebut mempunyai head sebesar dua feet kolam air.

b. *Head Kinetik / Head Kecepatan*

Head kinetik atau *head* aktual adalah suatu ukuran energi kinetik yang dikandung satu-satuan bobot fluida yang disebabkan oleh kecepatan dan dinyatakan persamaan yang biasa dipakai untuk energi kinetik ($V^2/2g$), energi ini dapat dihitung dengan tabung pitot yang diletakan dalam aliran dibawah kaki kedua dari manometer dihubungkan dengan pipa aliran secara tegak lurus dari manometer dihubungkan dengan pipa aliran untuk menyatakan tekanan yang ada pada pipa aliran titik ini.

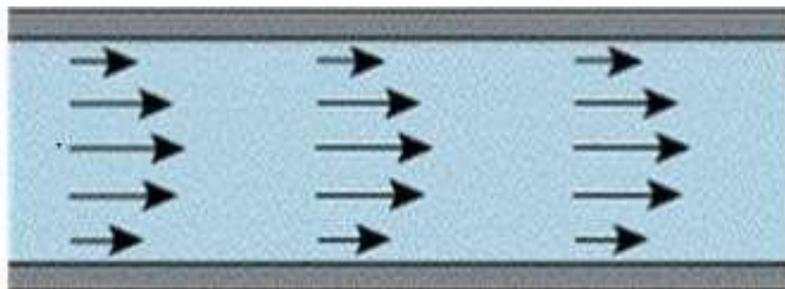
c. *Head Tekan*

Head tekan adalah perbedaan yang bekerja pada permukaan zat cair pada sisi tekan dengan head tekanan yang bekerja pada permukaan zat cair pada sisi isap.

2.4 Jenis Aliran Fluida

a) Aliran Laminar

Aliran laminar merupakan partikel-partikel zat cair bergerak teratur mengikuti lintasan yang saling sejajar. Aliran laminar lebih mudah terjadi bila aliran relatif kecil sedangkan viskositas cairan besar dan pengaruh kekentalan cukup dominan dibandingkan dengan kecepatan aliran, sehingga partikel-partikel zat cair akan bergerak teratur mengikuti lintasan lurus seperti pada gambar 2.15.

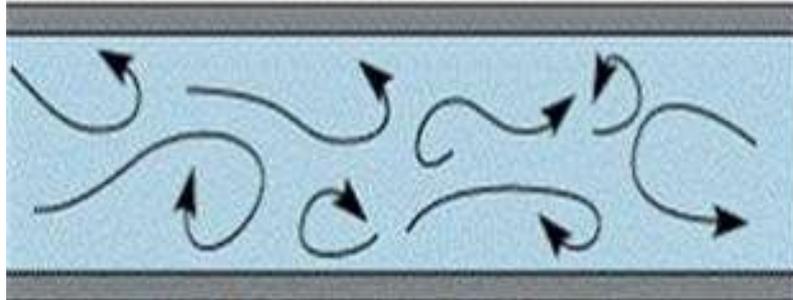


Gambar 2.15 Aliran Laminar

b) Aliran Turbulen

Aliran turbulen adalah gerakan partikel zat cair yang tidak teratur antara satu dengan yang lain dan sembarang dalam waktu dan ruang. Turbulensi ditimbulkan oleh gaya-gaya viskos dan gerak lapis zat cair yang berdampangan pada kecepatan berbeda. Karakteristik aliran turbulen ditunjukkan oleh

terbentuknya pusaran-pusaran dalam aliran yang menghasilkan pencampuran partikel-partikel secara terus menerus antara partikel-partikel cairan didalam seluruh penampang aliran dapat dilihat pada gambar 2.16.



Gambar 2.16 Aliran Turbulen

2.4.2 Mekanisme Aliran Fluida

Faktor yang mempengaruhi kinerja aliran fluida didalam pipa dapat meliputi, debit aliran, dan kecepatan aliran. Dari kedua faktor kinerja aliran tersebut didapat persamaan sebagai berikut :

1. Debit Aliran

Debit/kapasitas adalah volume fluida yang dapat dialirkan persatuan waktu. Pengukuran dari kapasitas dilakukan dengan menggunakan flow meter, Perhitungan debit aliran dapat dinyatakan dengan persamaan berikut :

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

2. Kecepatan Aliran

Kecepatan aliran sebagai kinerja aliran fluida dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$V = \frac{Q}{A} \quad (2.2)$$

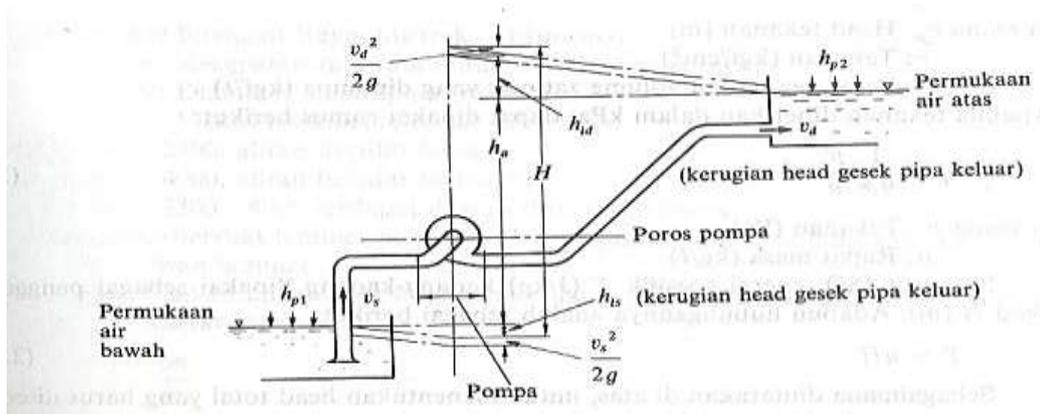
3. Luas Penampang

$$A = \frac{\pi}{4} d^2 \quad (2.3)$$

2.5 Perhitungan *Head*

Dalam memilih suatu pompa untuk maksud tertentu, terlebih dahulu harus diketahui aliran serta *head* yang diperlukan untuk mengalirkan zat cair yang akan

dipompa. *Head* pompa adalah energi persatuan berat yang diperlukan untuk mengalirkan sejumlah zat cair yang direncanakan sesuai kondisi instalasi pompa atau tekanan untuk mengalirkan sejumlah zat cair, yang umumnya dinyatakan dalam satuan panjang. *Head* dapat bervariasi pada penampang yang berbeda, tetapi pada kenyataannya selalu ada energi rugi perencanaan perhitungan head dapat dilakukan dengan cara melihat persamaan 2.4 dan gambar 2.17.



Gambar 2.17 *Total Dynamic Head Pump*

1. *Head* Total Pompa

$$H = H_s + \Delta h_p + h_l + \frac{V^2}{2.g} \quad (2.4)$$

2. *Head* Statis Total

$$H_s = Z_t - Z_i \quad (2.5)$$

3. *Head* kerugian gesek dalam pipa hisap dengan bilangan *reynold*

$$Re = \frac{V.d}{\mu} \quad (2.6)$$

4. *Head* kerugian gesek pada pipa lurus hisap

$$Hf_1 = F \cdot \frac{L_i}{d} \cdot \frac{V^2}{2.g} \quad (2.7)$$

5. Kerugian *head* akibat sambungan elbow 90° pada pipa hisap

$$hl_1 = n.k_2 \frac{V^2}{2.g} \quad (2.8)$$

6. Kerugian *head* pada katup hisap saringan

$$hl_2 = k \frac{V^2}{2.g} \quad (2.9)$$

7. *Head* kerugian gesek pada pipa lurus tekan

$$Hf_2 = F \cdot \frac{L_i}{d} \cdot \frac{V^2}{2.g} \quad (2.10)$$

8. Kerugian *head* akibat sambungan elbow 90° pada pipa tekan

$$hl_2 = n.k_2 \frac{V^2}{2.g} \quad (2.11)$$

9. *Head* kerugian keseluruhan pada pipa hisap dan pipa tekan (*hl*)

$$hl = hl_t + hl_i \quad (2.12)$$

2.5.1. Efisiensi Pompa

1. Persamaan untuk menghitung daya air (P_{in})

$$P_{in} = V \cdot \rho \cdot g \cdot H \quad (2.13)$$

2. Persamaan untuk menghitung daya turbin (P_{out})

$$P_{out} = V \times I \quad (2.14)$$

3. Persamaan untuk menghitung efisiensi turbin

$$\eta T = \frac{P_{out}}{P_{in}} \times 100\% \quad (2.15)$$

2.5.2. *Net Positive Suction Head* (NPSH yang tersedia)

$$H_{sv} = \frac{P_a}{\gamma} + \frac{P_v}{\gamma} - Z_i - hl_i \quad (2.16)$$

BAB 3 METODE PENELITIAN

3.1 Tempat dan Waktu Penelitian

a. Tempat

Tempat pelaksanaan dan pembuatan penelitian ini dilaksanakan di Laboratorium Proses Produksi Program Studi Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara, jalan Kapten Mukhtar Basri No.3 Medan.

b. Waktu

Proses pelaksanaan penelitian ini dilakukan selama 6 bulan, dimulai dari April 2020 sampai dengan September 2020.

Tabel 3.1. Rencana pelaksanaan penelitian

No.	Kegiatan	Bulan					
		April	Mei	Juni	Juli	Agust	Sept
1	Studi Literatur	■	■				
2	Merangkai Alat Uji		■	■			
3	Melakukan Pengujian			■	■		
4	Pengambilan Data				■		
5	Penyelesaian / Penulisan Skripsi					■	■
6	Seminar					■	■

3.2 Alat dan Bahan

1. Pompa Sentrifugal

Pompa sentrifugal berfungsi sebagai alat uji yaitu dua buah pompa sentrifugal berfungsi sebagai pompa hisap yang disusun secara paralel dan satu buah pompa sentrifugal sebagai turbin seperti yang terlihat pada gambar 3.1.



Spesifikasi Pompa

SAN - EI - 401A

Daya	: 0,40 Kw / 0,50 HP / 400 Watt
Head Total	: 17 m
Tinggi Hisap	: 8 m
Tinggi Dorong	: 9 m
Kapasitas	: 340 L/min
Voltase	: 220 Volt

Gambar 3.1 Pompa Sentrifugal

2. *Water flow meter*

Water flow meter berfungsi sebagai alat pengukur debit air, menghitung flow rate pompa, alat pengukur volume air dan untuk mendapatkan akurasi pada pemhitungan suatu volume atau masaa, flow meter juga bisa digunakan untuk control atau lainnya. seperti yang terlihat pada gambar 3.2.



Spesifikasi Flow Meter

Ukuran	25 mm
Ketepatan	2%
Max. Flow Rate (Qmax)	7 m ³ h
Tingkat Arus Minimal (Qn)	3,5 m ³ h
Tingkat Aliran Minimum (Qmin)	0,28 m ³ h
Tekanan Kerja	10
Memulai Tingkat Aliran	0,02
Max. Reading	9999,9999 m ³
Min. Reading	0,0001 m ³

Gambar 3.2 *Water flow meter*

3. Bak penampung air

Bak penampung air ini berfungsi sebagai alat untuk menyimpan air dalam instalasi pompa sebagai turbin seperti yang terlihat pada gambar 3.3.



Gambar 3.3 bak penampung air

4. Pipa

Pipa 1 ½ inci berfungsi sebagai instalasi pipa untuk mengalirkan fluida dari pipa hisap menuju pompa sebagai turbin seperti yang terlihat pada gambar 3.4.



Gambar 3.4 Pipa PVC

5. Generator

Generator berfungsi untuk menghasilkan listrik dengan cara mengubah gerak menjadi energi listrik seperti yang terlihat pada gambar 3.5.



Gambar 3.5 Generator

6. Elbow

Elbow berfungsi sebagai alat untuk menyambungkan pipa dengan arah melengkung, dengan kelengkungan 90° seperti yang terlihat pada gambar 3.6.



Gambar 3.6 *Elbow*

7. Sambungan pipa *tee*

Sambungan pipa *tee* berfungsi sebagai alat untuk membelokkan dan membagi aliran menjadi dua arah dan disebut sebagai *tee* seperti yang terlihat pada gambar 3.7.



Gambar 3.7 Sambungan pipa *tee*

8. *Multi-Tester*

Multi-Tester berfungsi sebagai alat ukur yang dipakai buat mengukur suatu Arus listrik (*Ampere*), tegangan listrik (*Voltage*), hambatan listrik (*Ohm*) dan tahanan (*Resistance*) seperti yang terlihat pada gambar 3.8.



MULTIMETER DIGITAL	
Kode	LS394
Nama	Multi Tester Digital
Merk / Tipe	Generic / DT 830B
Tegangan	3 Volt DC (2 Baterai AA 1,5 V)
Pengukuran DC Volt	200mV / 2000mV / 20V / 200V / 1000V
Pengukuran AC Volt	200V / 750V
Pengukuran DC Ampere	200 microA / 2000 microA / 20mA / 200mA / 10A
Pengukuran Tahanan	200 Ohm / 2000 Ohm / 20 kOhm / 200 kOhm / 2000 kOhm
Pengukuran Diode	1,5 mA
Pengukuran hFE	NPN PNP
Made In	China

Gambar 3.8 *Digital Multi-tester*

9. *Stopwatch*

Stopwatch digunakan sebagai alat yang digunakan untuk mengukur lamanya waktu yang diperlukan dalam kegiatan seperti yang terlihat pada gambar 3.9.



Gambar 3.9 *Stopwatch*

10. *Tachometer*

Tachometer adalah alat yang digunakan untuk mengukur kecepatan putaran pada poros engkel piringan motor atau mesin lainnya. Ada 3 fungsi yang bisa dipilih pada *switch tachometer*, yaitu rpm (*resolution per minute*) untuk menghitung jarak yang ditempuh seperti yang terlihat pada gambar 3.10.



TACHOMETER

Display	5 Digit LCD Backlight Display
Displayed Resolution	0,1 Rpm up to 10.000 Rpm
Auto Switch Off	After 15 second
Accuracy	$\pm 0,05\%$ of reading ± 1 digit
Measuring Distance	50 to 100 mm (1,9 to 19,7 in.)
Angle of Operation	$\pm 45^\circ$
Battery	1 x 9 V alkaline type IEC 6F22
Operation Time	12 hours continious use
Additional Power Source	6 V DC Charging Port
Product Dimension	16 x 60 x 42 mm
Product Weight	160 g

Gambar 3.10 Tachometer

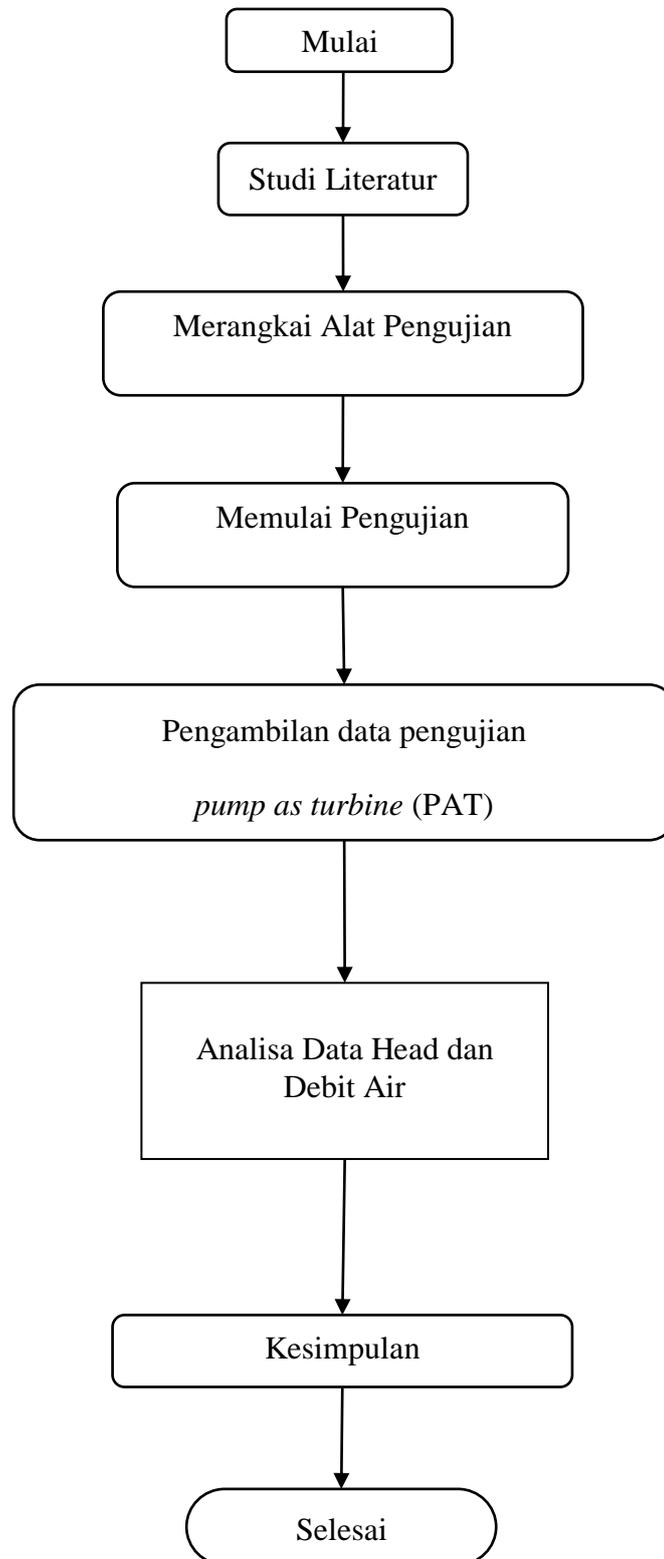
11. Manometer U

Manometer U berfungsi sebagai alat untuk mengukur selisih ketinggian fluida dalam pipa seperti yang terlihat pada gambar 3.11.



Gambar 3.11 Manometer U

3.3 Bagan Alir Penelitian

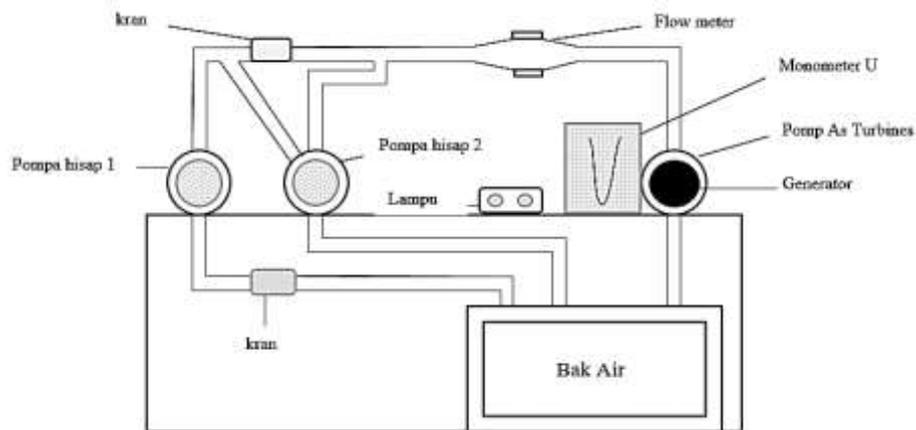


Gambar 3.12 Bagan Alir Penelitian

3.4 Prosedur Penelitian

Adapun prosedur penelitian yang dilakukan pada penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Mempersiapkan alat uji dan peralatan pendukung.
2. Menghidupkan pompa penggerak 1 dan pompa penggerak 2.
3. Pengujian tanpa menggunakan beban bola lampu.
4. Pengujian menggunakan variasi beban bola lampu 5 watt dan 10 watt.
5. pengambilan data debit aliran pada *flowmeter* dan menghitung waktu yang dicapai menggunakan *stopwatch*.
6. Pengambilan data putaran pompa sebagai turbin menggunakan tacho meter untuk mengetahui kecepatan putaran yang diperoleh.
7. Pengambilan data pada alternator menggunakan *multi tester* untuk mengetahui berapa *volt* tegangan yang dihasilkan oleh putaran pompa sebagai turbin.
8. Mengukur amper atau kuat arus yang mengalir menggunakan tang *ampere*
9. Selesai.



Gambar 3.13 Skematik *Pump As Turbine*

BAB 4 HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Pengujian Dan Pengambilan Data

Pengujian dan pengambilan data pada pompa sebagai turbin dilakukan dengan langkah-langkah sebagai berikut :

1. Mempersiapkan alat uji pompa sebagai turbin dan peralatan pendukung.



Gambar 4.1 Alat Uji Pompa Sebagai Turbin

2. Menghidupkan pompa penggerak 1 dan pompa penggerak 2.



Gambar 4.2 Pompa 1 Dan Pompa 2

3. Pengujian tanpa menggunakan beban bola lampu.



Gambar 4.3 Pengujian Tanpa Menggunakan Beban Lampu

4. Pengambilan data debit aliran pada flow meter dan menghitung waktu yang dicapai menggunakan stop watch.



Gambar 4.4 Pengambilan Data Debit Pada *Flowmeter*

5. Pengambilan data putaran pompa sebagai turbin menggunakan tacho meter untuk mengetahui kecepatan putaran yang diperoleh.



Gambar 4.5 Pengambilan Data Putaran Pompa Sebagai Turbin

6. Pengambilan data pada alternator menggunakan multi tester untuk mengetahui berapa volt tegangan yang dihasilkan oleh putaran pompa sebagai turbin.



Gambar 4.6 Pengambilan Data Pada Alternator

7. Mengukur kuat arus yang mengalir menggunakan tang *ampere*



Gambar 4.7 Mengukur Kuat Arus

4.2 Perhitungan Pada Pompa Penggerak 1

Data hasil pengujian pompa sebagai turbin diambil dengan menggunakan alat ukur *multitester* untuk mengetahui arus yang dihasilkan oleh putaran alternator, untuk mengetahui debit aliran dan *volume* air digunakan *flowmeter* lalu diukur waktu dengan *stopwatch*, kemudian untuk mengukur putaran pompa sebagai turbin digunakan *tachometer*, dan untuk mengukur kuat arus digunakan alat ukur tang meter.

Data yang diketahui :

Diameter pipa	$d = 1\frac{1}{2} \text{ inchi}$
Massa jenis fluida	$\rho = 1000 \text{ Kg} / \text{m}^3$
Viskositas kinetik zat cair	$\nu = 1,307 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 / \text{s}$
Percepatan gravitasi	$g = 9,81 \text{ m} / \text{s}^2$

1. Debit Aliran (Q)

Debit air diketahui dari alat ukur flow meter dengan nilai yang diperoleh sebagai berikut:

$$Q_1 = \frac{V}{t_1}$$

$$= \frac{0,001 \text{ m}^3}{6,70 \text{ s}} = 0,000149 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$Q_2 = \frac{V}{t_1}$$

$$= \frac{0,006 \text{ m}^3}{6,70 \text{ s}} = 0,000896 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$Q_3 = \frac{V}{t_1}$$

$$= \frac{0,0018 \text{ m}^3}{6,70 \text{ s}} = 0,000269 \text{ m}^3 / \text{s}$$

Maka dari perhitungan tersebut didapatkan hasil rata-rata :

$$Q_{Total} = \frac{Q_1 + Q_2 + Q_3}{3} = \frac{0,000149 \text{ m}^3 / \text{s} + 0,000896 \text{ m}^3 / \text{s} + 0,000269 \text{ m}^3 / \text{s}}{3}$$

$$= 0,000438 \text{ m}^3 / \text{s}$$

2. Kecepatan Aliran Pipa

Untuk menghitung kecepatan aliran air pada pipa, terlebih dahulu harus diketahui luas penampang pipa dengan persamaan sebagai berikut:

$$A = \frac{\pi}{4} d^2$$

$$= \frac{3,14}{4} (0,0381 \text{ m})^2 = 0,00113 \text{ m}^2$$

Maka :

$$V_1 = \frac{Q_1}{A} = \frac{0,000149m^3 / s}{0,00113m^2} = 0,1318m / s$$

$$V_2 = \frac{Q_2}{A} = \frac{0,000896m^3 / s}{0,00113m^2} = 0,7925m / s$$

$$V_3 = \frac{Q_3}{A} = \frac{0,000269m^3 / s}{0,00113m^2} = 0,2377m / s$$

$$V_{Tot} = \frac{0,1318m / s + 0,7925m / s + 0,2377m / s}{3}$$

$$= 0,3873m / s$$

3. Perhitungan *Head*

Dimana :

$$Z_t = 0,65m$$

$$Z_i = 0,44m$$

$$L_t = 1,02m$$

$$L_i = 1,9m$$

- *Head* statis total

Head statis total adalah perbedaan ketinggian antara fluida sisi tekan dengan fluida pada sisi hisap. Data tersebut diketahui dengan mengukur instalasi pipa pada alat yang sudah diuji, dan dapat dihitung menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$H_s = Z_t - Z_i$$

$$= 0,65 - 0,44$$

$$= 0,21m$$

- *Head* kerugian gesek dalam pipa hisap dengan bilangan *reynold* (Q_1)

Untuk mengetahui kerugian gesek dalam pipa (f) maka terlebih dahulu harus mengetahui sifat aliran dengan menggunakan bilangan *reynold* (Re) sebagai berikut :

$$Re = \frac{V_1 \cdot d}{\mu}$$

$$\begin{aligned}
&= \frac{0,1318m/s \cdot 0,0381m}{1,307 \cdot 10^{-6} m^2/s} \\
&= \frac{0,0050m^2/s}{0,000001307m^2/s} \\
&= 3842,10
\end{aligned}$$

Maka untuk mencari faktor gesekan dalam pipa hisap :

$$\begin{aligned}
F &= \frac{64}{Re} \\
&= \frac{64}{3842,10} \\
&= 0,017
\end{aligned}$$

- *Head* kerugian gesek pada pipa lurus hisap

Untuk mengetahui kerugian gesek antara dinding pipa pada aliran fluida dengan menggunakan rumus *Darcy*, dimana *f* adalah faktor gesek pada pipa hisap $L_i = 1,9$ m panjang pipa pada sisi hisap $V = 0,1318$ m/s diperoleh dari perhitungan kecepatan aliran fluida pada sisi hisap, dan $d = 0,0381$ m diameter pipa.

$$\begin{aligned}
Hf_1 &= F \cdot \frac{L_i}{d} \cdot \frac{V_1^2}{2 \cdot g} \\
&= 0,017 \cdot \frac{1,9m}{0,0381m} \cdot \frac{(0,1318m/s)^2}{2 \cdot 9,81m/s^2} \\
&= 0,017 \cdot 49,87 \cdot 0,000885 \\
&= 0,000751m
\end{aligned}$$

- Kerugian *head* akibat sambungan elbow 90° pada pipa hisap

Pada pipa hisap terdapat 3 sambungan *elbow* dengan nilai 1,129 didapat dari (lampiran tabel faktor kerugian dan berbagai katub) dan v_1 diperoleh dari perhitungan kecepatan aliran pada sisi hisap.

$$\begin{aligned}
hl_1 &= n \cdot k_2 \cdot \frac{V_1^2}{2 \cdot g} \\
&= 3,1129 \cdot \frac{(0,1318m/s)^2}{2 \cdot 9,81m/s^2} \\
&= 3,387 \cdot \frac{0,0174m^2/s^2}{19,62m/s^2} \\
&= 0,0030m
\end{aligned}$$

- Kerugian *head* pada katup hisap saringan

Kerugian *head* katup hisap pada saringan $k : 1,97$ didapat dari (lampiran tabel faktor kerugian dari berbagai katub) dan V diperoleh dari perhitungan kecepatan aliran pada sisi hisap.

$$\begin{aligned} hl_2 &= k \frac{V_1^2}{2.g} \\ &= 1,97 \frac{(0,1318m/s)^2}{2.9,81m/s^2} \\ &= 1,97 \frac{0,0174m^2/s^2}{19,62m/s^2} \\ &= 0,00175m \end{aligned}$$

Jadi kerugian *head* pada sisi pipa hisap keseluruhannya didapat dari:

$$\begin{aligned} hl_i &= hf_1 + hl_1 + hl_2 \\ &= 0,000751m + 0,0030m + 0,00175m \\ &= 0,0055m \end{aligned}$$

- *Head* kerugian gesek pada pipa lurus tekan

$$\begin{aligned} Hf_2 &= F \cdot \frac{L_i}{d} \cdot \frac{V_1^2}{2.g} \\ &= 0,017 \cdot \frac{1,9m}{0,0381m} \cdot \frac{(0,1318m/s)^2}{2.9,81m/s^2} \\ &= 0,017.49,87.0,000885 \\ &= 0,000751m \end{aligned}$$

- Kerugian *head* akibat sambungan elbow 90° pada pipa tekan

$$\begin{aligned} hl_2 &= n.k_2 \frac{V_1^2}{2.g} \\ &= 4.1,129 \frac{(0,1318m/s)^2}{2.9,81m/s^2} \\ &= 4,516 \frac{0,0173m^2/s^2}{19,62m/s^2} \\ &= 0,004m \end{aligned}$$

Jadi kerugian *head* keseluruhan pada pipa tekan adalah :

$$\begin{aligned} hl_i &= hf_2 + hl_2 \\ &= 0,000751m + 0,004m \\ &= 0,00475m \end{aligned}$$

- *Head* kerugian keseluruhan pada pipa hisap dan pipa tekan (hl)

$$\begin{aligned} hl &= hl_t + hl_i \\ &= 0,00475m + 0,0055m \\ &= 0,0102m \end{aligned}$$

- *Head* total pompa

$$\begin{aligned} \frac{V_1^2}{2.g} &= \frac{(0,1318m/s)^2}{2.9,81m/s^2} \\ &= \frac{0,0173m^2/s^2}{19,62m/s^2} \\ &= 0,00088m \end{aligned}$$

Maka :

$$\begin{aligned} H &= H_s + \Delta hp + hl + \frac{V_1^2}{2.g} \\ &= 0,21m + 0 + 0,0102m + 0,00088m \\ &= 0,22m \end{aligned}$$

4. Daya Hidrolis

Nilai massa jenis air yaitu $\rho = 1000kg/m^3$ dan $Q_1 = 0,000149m^3/s$ diambil dari debit aliran pada sisi tekan $H = 0,22m$ adalah *head* total pompa.

$$\begin{aligned} N_h &= \frac{\rho.H.Q_1}{102} \\ &= \frac{1000.0,22m.0,000149m^3/s}{102} \\ &= 0,00032Kw \end{aligned}$$

5. Efisiensi Pompa

Dimana $N_h = 0,00032Kw$ diambil dari daya hidrolis dan $N_m = 0,75Kw$ diambil dari spesifikasi *output* pompa.

$$\eta = \frac{N_h}{N_m} \times 100\%$$

$$= \frac{0,00032Kw}{0,75Kw} \times 100\%$$

$$= 0,042\%$$

- Kecepatan spesifik turbin

$$nq = n \frac{\sqrt{V_1}}{\sqrt[4]{H^{3/4}}}$$

$$= 619,1 \frac{\sqrt{0,1318}}{\sqrt[4]{0,22^{3/4}}}$$

$$= 619,1 \frac{0,3630}{1,624}$$

$$= 138,4Rpm$$

- Persamaan untuk menghitung daya air (P_{in})

$$P_{in} = V_1 \cdot \rho \cdot g \cdot H$$

$$= 0,1318m/s \cdot 1000Kg/m^3 \cdot 9,81m/s^2 \cdot 0,22m$$

$$= 284,45Watt$$

- Persamaan untuk menghitung daya turbin (P_{out})

$$P_{out} = V \times I$$

$$= 12,65 \times 0$$

$$= 0Watt$$

- Persamaan untuk menghitung efisiensi turbin

$$\eta T = \frac{P_{out}}{P_{in}} \times 100\%$$

$$= \frac{0}{284,45Watt} \times 100\%$$

$$= 0Watt$$

6. Net Positive Suction Head (NPSH yang tersedia)

$$H_{sv} = \frac{P_a}{\gamma} + \frac{P_v}{\gamma} - Z_i - hl_i$$

$$= \frac{0}{9,98} + \frac{237}{9,98} - 0,44 - 0,005$$

$$= 23,30m$$

- *Head* kerugian gesek dalam pipa hisap dengan bilangan *reynold* (Q_2)

Untuk mengetahui kerugian gesek dalam pipa (f) maka terlebih dahulu harus mengetahui sifat aliran dengan menggunakan bilangan *reynold* (Re) sebagai berikut :

$$\begin{aligned} Re &= \frac{V_2 \cdot d}{\mu} \\ &= \frac{0,7925 \text{ m/s} \cdot 0,0381 \text{ m}}{1,307 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 / \text{s}} \\ &= \frac{0,0030 \text{ m}^2 / \text{s}}{0,000001307 \text{ m}^2 / \text{s}} \\ &= 23101,95 \end{aligned}$$

Maka untuk mencari faktor gesekan dalam pipa hisap :

$$\begin{aligned} F &= \frac{64}{Re} \\ &= \frac{64}{23101,95} \\ &= 0,0027 \end{aligned}$$

- *Head* kerugian gesek pada pipa lurus hisap

Untuk mengetahui kerugian gesek antara dinding pipa pada aliran fluida dengan menggunakan rumus *Darcy*, dimana f adalah faktor gesek pada pipa hisap $L_i = 1,9 \text{ m}$ panjang pipa pada sisi hisap $v_2 = 0,7925 \text{ m/s}$ diperoleh dari perhitungan kecepatan aliran fluida pada sisi hisap, dan $d = 0,0381 \text{ m}$ diameter pipa.

$$\begin{aligned} Hf_1 &= F \cdot \frac{L_i}{d} \cdot \frac{V_2^2}{2 \cdot g} \\ &= 0,0027 \cdot \frac{1,9 \text{ m}}{0,0381 \text{ m}} \cdot \frac{(0,7925 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2} \\ &= 0,0027 \cdot 49,87 \cdot 0,0320 \\ &= 0,00431 \text{ m} \end{aligned}$$

- Kerugian *head* akibat sambungan elbow 90° pada pipa hisap

Pada pipa hisap terdapat 3 sambungan *elbow* dengan nilai 1,129 didapat dari (lampiran tabel faktor kerugian dan berbagai katub) dan v_2 diperoleh dari perhitungan kecepatan aliran pada sisi hisap.

$$\begin{aligned} hl_1 &= n.k_2 \frac{V_2^2}{2.g} \\ &= 3,1,129 \frac{(0,7925m/s)^2}{2,9,81m/s^2} \\ &= 3,387 \frac{0,6281m^2/s^2}{19,62m/s^2} \\ &= 0,11m \end{aligned}$$

- Kerugian *head* pada katup hisap saringan

Kerugian *head* katup hisap pada saringan $k = 1,97$ didapat dari (lampiran tabel faktor kerugian dari berbagai katub) dan v_2 diperoleh dari perhitungan kecepatan aliran pada sisi hisap.

$$\begin{aligned} hl_2 &= k \frac{V_2^2}{2.g} \\ &= 1,97 \frac{(0,7925m/s)^2}{2,9,81m/s^2} \\ &= 1,97 \frac{0,6281m^2/s^2}{19,62m/s^2} \\ &= 0,063m \end{aligned}$$

Jadi kerugian *head* pada sisi pipa hisap keseluruhannya didapat dari:

$$\begin{aligned} hl_i &= hf_1 + hl_1 + hl_2 \\ &= 0,00431m + 0,11m + 0,063m \\ &= 0,177m \end{aligned}$$

- *Head* kerugian gesek pada pipa lurus tekan

$$\begin{aligned} Hf_2 &= F \cdot \frac{L_i}{d} \cdot \frac{V_2^2}{2.g} \\ &= 0,0027 \cdot \frac{1,9m}{0,0381m} \cdot \frac{(0,7925m/s)^2}{2,9,81m/s^2} \\ &= 0,0027 \cdot 49,87 \cdot 0,0320 \\ &= 0,00431m \end{aligned}$$

- Kerugian *head* akibat sambungan elbow 90° pada pipa tekan

$$\begin{aligned}
hl_2 &= n.k_2 \frac{V_2^2}{2.g} \\
&= 4.1,129 \frac{(0,7926m/s)^2}{2.9,81m/s^2} \\
&= 4,516 \frac{0,6281m^2/s^2}{19,62m/s^2} \\
&= 0,14m
\end{aligned}$$

Jadi kerugian *head* keseluruhan pada pipa tekan adalah :

$$\begin{aligned}
hl_t &= hf_2 + hl_2 \\
&= 0,00431m + 0,14m \\
&= 0,15m
\end{aligned}$$

- *Head* kerugian keseluruhan pada pipa hisap dan pipa tekan (*hl*)

$$\begin{aligned}
hl &= hl_t + hl_i \\
&= 0,15m + 0,177m \\
&= 0,32m
\end{aligned}$$

- *Head* total pompa

$$\begin{aligned}
\frac{V_2^2}{2.g} &= \frac{(0,7925m/s)^2}{2.9,81m/s^2} \\
&= \frac{0,6281m^2/s^2}{19,62m/s^2} \\
&= 0,032m
\end{aligned}$$

Maka :

$$\begin{aligned}
H &= H_s + \Delta hp + hl + \frac{V_2^2}{2.g} \\
&= 0,21 + 0 + 0,32 + 0,032 \\
&= 0,56m
\end{aligned}$$

7. Daya Hidrolis

Nilai massa jenis air yaitu $\rho = 1000kg/m^3$ dan $Q_2 = 0,000896m^3/s$ diambil dari debit aliran pada sisi tekan $H = 0,56m$ adalah *head* total pompa.

$$\begin{aligned}
 N_h &= \frac{\rho \cdot H \cdot Q_2}{102} \\
 &= \frac{1000 \cdot 0,56 \text{m} \cdot 0,000896 \text{m}^3 / \text{s}}{102} \\
 &= 0,0049 \text{Kw}
 \end{aligned}$$

8. Efisiensi Pompa

Dimana $N_h = 0,0049 \text{Kw}$ diambil dari daya hidrolis dan

$N_h = 0,75 \text{Kw}$ diambil dari spesifikasi *output* pompa.

$$\begin{aligned}
 \eta &= \frac{N_h}{N_m} \times 100\% \\
 &= \frac{0,0049 \text{Kw}}{0,75 \text{Kw}} \times 100\% \\
 &= 0,65\%
 \end{aligned}$$

- Kecepatan spesifik turbin

$$\begin{aligned}
 nq &= n \frac{\sqrt{V_2}}{\sqrt[4]{H^{3/4}}} \\
 &= 619,1 \frac{\sqrt{0,7925}}{\sqrt[4]{0,56^{3/4}}} \\
 &= 619,1 \frac{0,8902}{2,59} \\
 &= 212,79 \text{Rpm}
 \end{aligned}$$

- Persamaan untuk menghitung daya air (P_{in})

$$\begin{aligned}
 P_{in} &= V_2 \cdot \rho \cdot g \cdot H \\
 &= 0,7925 \text{m} / \text{s} \cdot 1000 \text{Kg} / \text{m}^3 \cdot 9,81 \text{m} / \text{s}^2 \cdot 0,56 \text{m} \\
 &= 4353,68 \text{Watt}
 \end{aligned}$$

- Persamaan untuk menghitung daya turbin (P_{out})

$$\begin{aligned}
 P_{out} &= V \times I \\
 &= 12,65 \times 0 \\
 &= 0 \text{Watt}
 \end{aligned}$$

- Persamaan untuk menghitung efisiensi turbin

$$\eta T = \frac{P_{Out}}{P_{In}} \times 100\%$$

$$\begin{aligned}
&= \frac{0}{4353,68 \text{ Watt}} \times 100\% \\
&= 0 \text{ Watt}
\end{aligned}$$

9. *Net Positive Suction Head* (NPSH yang tersedia)

$$\begin{aligned}
H_{sv} &= \frac{P_a}{\gamma} + \frac{P_v}{\gamma} - Z_i - h_{l_i} \\
&= \frac{0}{9,98} + \frac{237}{9,98} - 0,44 - 0,177 \\
&= 23,13 \text{ m}
\end{aligned}$$

- *Head* kerugian gesek dalam pipa hisap dengan bilangan *reynold* (Q_3)

Untuk mengetahui kerugian gesek dalam pipa (f) maka terlebih dahulu harus mengetahui sifat aliran dengan menggunakan bilangan *reynold* (Re) sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
Re &= \frac{V_3 \cdot d}{\mu} \\
&= \frac{0,2377 \text{ m/s} \cdot 0,0381 \text{ m}}{1,307 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}} \\
&= \frac{0,0091 \text{ m}^2/\text{s}}{0,000001307 \text{ m}^2/\text{s}} \\
&= 6929,13
\end{aligned}$$

Maka untuk mencari faktor gesekan dalam pipa hisap :

$$\begin{aligned}
F &= \frac{64}{Re} \\
&= \frac{64}{6929,13} \\
&= 0,0092
\end{aligned}$$

- *Head* kerugian gesek pada pipa lurus hisap

Untuk mengetahui kerugian gesek antara dinding pipa pada aliran fluida dengan menggunakan rumus *Darcy*, dimana f adalah faktor gesek pada pipa hisap $L_i = 1,9 \text{ m}$ panjang pipa pada sisi hisap $V_2 = 0,2377 \text{ m/s}$ diperoleh

dari perhitungan kecepatan aliran fluida pada sisi hisap, dan $d = 0,0381m$ diameter pipa.

$$\begin{aligned} Hf_1 &= F \cdot \frac{L_i}{d} \cdot \frac{V_2^2}{2 \cdot g} \\ &= 0,0092 \cdot \frac{1,9m}{0,0381m} \cdot \frac{(0,2377m/s)^2}{2 \cdot 9,81m/s^2} \\ &= 0,0092 \cdot 49,87 \cdot 0,00288 \\ &= 0,00132m \end{aligned}$$

- Kerugian *head* akibat sambungan elbow 90° pada pipa hisap

Pada pipa hisap terdapat 3 sambungan *elbow* dengan nilai 1,129 didapat dari (lampiran tabel faktor kerugian dan berbagai katub) dan V_3 diperoleh dari perhitungan kecepatan aliran pada sisi hisap.

$$\begin{aligned} hl_1 &= n \cdot k_2 \cdot \frac{V_3^2}{2 \cdot g} \\ &= 3 \cdot 1,129 \cdot \frac{(0,2377m/s)^2}{2 \cdot 9,81m/s^2} \\ &= 3,387 \cdot \frac{0,0565m^2/s^2}{19,62m/s^2} \\ &= 0,0098m \end{aligned}$$

- Kerugian *head* pada katup hisap saringan

Kerugian *head* katup hisap pada saringan $k = 1,97$ didapat dari (lampiran tabel faktor kerugian dari berbagai katub) dan V_3 diperoleh dari perhitungan kecepatan aliran pada sisi hisap.

$$\begin{aligned} hl_2 &= k \cdot \frac{V_3^2}{2 \cdot g} \\ &= 1,97 \cdot \frac{(0,2377m/s)^2}{2 \cdot 9,81m/s^2} \\ &= 1,97 \cdot \frac{0,0565m^2/s^2}{19,62m/s^2} \\ &= 0,0057m \end{aligned}$$

Jadi kerugian *head* pada sisi pipa hisap keseluruhannya didapat dari:

$$hl_i = hf_1 + hl_1 + hl_2$$

$$= 0,00132m + 0,0098m + 0,0057m$$

$$= 0,017m$$

- *Head* kerugian gesek pada pipa lurus tekan

$$Hf_2 = F \cdot \frac{L_i}{d} \cdot \frac{V_3^2}{2 \cdot g}$$

$$= 0,0092 \cdot \frac{1,9m}{0,0381m} \cdot \frac{(0,2377m/s)^2}{2 \cdot 9,81m/s^2}$$

$$= 0,0092 \cdot 49,87 \cdot 0,00288$$

$$= 0,00132m$$

- Kerugian *head* akibat sambungan elbow 90° pada pipa tekan

$$hl_2 = n \cdot k_2 \cdot \frac{V_3^2}{2 \cdot g}$$

$$= 4,1,129 \cdot \frac{(0,2377m/s)^2}{2 \cdot 9,81m/s^2}$$

$$= 4,516 \cdot \frac{0,0565m^2/s^2}{19,62m/s^2}$$

$$= 0,013m$$

Jadi kerugian *head* keseluruhan pada pipa tekan adalah :

$$hl_t = hf_2 + hl_2$$

$$= 0,00132m + 0,013m$$

$$= 0,014m$$

- *Head* kerugian keseluruhan pada pipa hisap dan pipa tekan (hl)

$$hl = hl_t + hl_i$$

$$= 0,014m + 0,017m$$

$$= 0,031m$$

- *Head* total pompa

$$\frac{V_3^2}{2 \cdot g} = \frac{(0,2377m/s)^2}{2 \cdot 9,81m/s^2}$$

$$= \frac{0,0565m^2/s^2}{19,62m/s^2}$$

$$= 0,003m$$

Maka :

$$H = H_s + \Delta hp + hl + \frac{V_2^2}{2 \cdot g}$$

$$\begin{aligned}
&= 0,21 + 0 + 0,031 + 0,003 \\
&= 0,24m
\end{aligned}$$

10. Daya Hidrolis

Nilai massa jenis air yaitu $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ dan $Q_3 = 0,000269 \text{ m}^3 / \text{s}$ diambil dari debit aliran pada sisi tekan $H = 0,24m$ adalah *head* total pompa.

$$\begin{aligned}
N_h &= \frac{\rho \cdot H \cdot Q_3}{102} \\
&= \frac{1000 \cdot 0,24m \cdot 0,000269 \text{ m}^3 / \text{s}}{102} \\
&= 0,00063 \text{ Kw}
\end{aligned}$$

11. Efisiensi Pompa

Dimana $N_h = 0,00063 \text{ Kw}$ diambil dari daya hidrolis dan $N_h = 0,75 \text{ Kw}$ diambil dari spesifikasi *output* pompa.

$$\begin{aligned}
\eta &= \frac{N_h}{N_m} \times 100\% \\
&= \frac{0,00063 \text{ Kw}}{0,75 \text{ Kw}} \times 100\% \\
&= 0,084\%
\end{aligned}$$

- Kecepatan spesifik turbin

$$\begin{aligned}
nq &= n \frac{\sqrt{V_3}}{\sqrt[4]{H^{3/4}}} \\
&= 619,1 \frac{\sqrt{0,2377}}{\sqrt[4]{0,24^{3/4}}} \\
&= 619,1 \frac{0,4875}{1,697} \\
&= 177,85 \text{ Rpm}
\end{aligned}$$

- Persamaan untuk menghitung daya air (P_{in})

$$\begin{aligned}
 P_{in} &= V_3 \cdot \rho \cdot g \cdot H \\
 &= 0,2377 \text{ m/s} \cdot 1000 \text{ Kg/m}^3 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot 0,24 \text{ m} \\
 &= 559,64 \text{ Watt}
 \end{aligned}$$

- Persamaan untuk menghitung daya turbin (P_{out})

$$\begin{aligned}
 P_{out} &= V \times I \\
 &= 12,65 \times 0 \\
 &= 0 \text{ Watt}
 \end{aligned}$$

- Persamaan untuk menghitung efisiensi turbin

$$\begin{aligned}
 \eta T &= \frac{P_{Out}}{P_{In}} \times 100\% \\
 &= \frac{0}{559,64 \text{ Watt}} \times 100\% \\
 &= 0 \text{ Watt}
 \end{aligned}$$

12. Net Positive Suction Head (NPSH yang tersedia)

$$\begin{aligned}
 H_{sv} &= \frac{P_a}{\gamma} + \frac{P_v}{\gamma} - Z_i - h_{l_i} \\
 &= \frac{0}{9,98} + \frac{237}{9,98} - 0,44 - 0,017 \\
 &= 23,29 \text{ m}
 \end{aligned}$$

4.2.1 Perhitungan Pada Pompa Penggerak 1 dengan pengujian *Head* berbeda

1. Debit Aliran (Q)

Debit air diketahui dari alat ukur flow meter dengan nilai yang diperoleh sebagai berikut:

$$Q_1 = \frac{V}{t_1}$$

$$= \frac{0,001m^3}{6,70s} = 0,000149m^3 / s$$

$$Q_2 = \frac{V}{t_1}$$

$$= \frac{0,006m^3}{6,70s} = 0,000896m^3 / s$$

$$Q_3 = \frac{V}{t_1}$$

$$= \frac{0,0018m^3}{6,70s} = 0,000269m^3 / s$$

Maka dari perhitungan tersebut didapatkan hasil rata-rata :

$$Q_{Total} = \frac{Q_1 + Q_2 + Q_3}{3}$$

$$= \frac{0,000149m^3 / s + 0,000896m^3 / s + 0,000269m^3 / s}{3}$$

$$= 0,000438m^3 / s$$

2. Kecepatan Aliran Pipa

Untuk menghitung kecepatan aliran air pada pipa, terlebih dahulu harus diketahui luas penampang pipa dengan persamaan sebagai berikut:

$$A = \frac{\pi}{4} d^2$$

$$= \frac{3,14}{4} (0,0381m)^2 = 0,00113m^2$$

Maka :

$$V_1 = \frac{Q_1}{A} = \frac{0,000149m^3 / s}{0,00113m^2} = 0,1318m / s$$

$$V_2 = \frac{Q_2}{A} = \frac{0,000896m^3 / s}{0,00113m^2} = 0,7925m / s$$

$$V_3 = \frac{Q_3}{A} = \frac{0,000269m^3 / s}{0,00113m^2} = 0,2377m / s$$

$$V_{Tot} = \frac{0,1318m / s + 0,7925m / s + 0,2377m / s}{3}$$

$$= 0,3873m / s$$

3. Perhitungan *Head*

Dimana :

$$Z_t = 0,80m$$

$$Z_i = 0,44m$$

$$L_t = 1,02m$$

$$L_i = 1,9m$$

- *Head* statis total

Head statis total adalah perbedaan ketinggian antara fluida sisi tekan dengan fluida pada sisi hisap. Data tersebut diketahui dengan mengukur instalasi pipa pada alat yang sudah diuji, dan dapat dihitung menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$H_s = Z_t - Z_i$$

$$= 0,80 - 0,44$$

$$= 0,36m$$

- *Head* kerugian gesek dalam pipa hisap dengan bilangan *reynold* (Q_1)

Untuk mengetahui kerugian gesek dalam pipa (f) maka terlebih dahulu harus mengetahui sifat aliran dengan menggunakan bilangan *reynold* (Re) sebagai berikut :

$$Re = \frac{V_1 \cdot d}{\mu}$$

$$\begin{aligned}
&= \frac{0,1318m/s \cdot 0,0381m}{1,307 \cdot 10^{-6} m^2 / s} \\
&= \frac{0,0050m^2 / s}{0,000001307m^2 / s} \\
&= 3842,10
\end{aligned}$$

Maka untuk mencari faktor gesekan dalam pipa hisap :

$$\begin{aligned}
F &= \frac{64}{Re} \\
&= \frac{64}{3842,10} \\
&= 0,017
\end{aligned}$$

- *Head* kerugian gesek pada pipa lurus hisap

Untuk mengetahui kerugian gesek antara dinding pipa pada aliran fluida dengan menggunakan rumus *Darcy*, dimana *f* adalah faktor gesek pada pipa hisap $L_i = 1,9$ m panjang pipa pada sisi hisap $V_1 = 0,1318$ m/s diperoleh dari perhitungan kecepatan aliran fluida pada sisi hisap, dan $d = 0,0381$ m diameter pipa.

$$\begin{aligned}
Hf_1 &= F \cdot \frac{L_i}{d} \cdot \frac{V_1^2}{2 \cdot g} \\
&= 0,017 \cdot \frac{1,9m}{0,0381m} \cdot \frac{(0,1318m/s)^2}{2 \cdot 9,81m/s^2} \\
&= 0,017 \cdot 49,87 \cdot 0,000885 \\
&= 0,000751m
\end{aligned}$$

- Kerugian *head* akibat sambungan elbow 90° pada pipa hisap

Pada pipa hisap terdapat 3 sambungan *elbow* dengan nilai 1,129 didapat dari (lampiran tabel faktor kerugian dan berbagai katub) dan V_1 diperoleh dari perhitungan kecepatan aliran pada sisi hisap.

$$\begin{aligned}
hl_1 &= n \cdot k_2 \cdot \frac{V_1^2}{2 \cdot g} \\
&= 3 \cdot 1,129 \cdot \frac{(0,1318m/s)^2}{2 \cdot 9,81m/s^2} \\
&= 3,387 \cdot \frac{0,0174m^2 / s^2}{19,62m/s^2} \\
&= 0,0030m
\end{aligned}$$

- Kerugian *head* pada katup hisap saringan

Kerugian *head* katup hisap pada saringan $k : 1,97$ didapat dari (lampiran tabel faktor kerugian dari berbagai katub) dan V_1 diperoleh dari perhitungan kecepatan aliran pada sisi hisap.

$$\begin{aligned} hl_2 &= k \frac{V_1^2}{2.g} \\ &= 1,97 \frac{(0,1318m/s)^2}{2.9,81m/s^2} \\ &= 1,97 \frac{0,0174m^2/s^2}{19,62m/s^2} \\ &= 0,00175m \end{aligned}$$

Jadi kerugian *head* pada sisi pipa hisap keseluruhannya didapat dari:

$$\begin{aligned} hl_i &= hf_1 + hl_1 + hl_2 \\ &= 0,000751m + 0,0030m + 0,00175m \\ &= 0,0055m \end{aligned}$$

- *Head* kerugian gesek pada pipa lurus tekan

$$\begin{aligned} Hf_2 &= F \cdot \frac{L_i}{d} \cdot \frac{V_1^2}{2.g} \\ &= 0,017 \cdot \frac{1,9m}{0,0381m} \cdot \frac{(0,1318m/s)^2}{2.9,81m/s^2} \\ &= 0,017.49,87.0,000885 \\ &= 0,000751m \end{aligned}$$

- Kerugian *head* akibat sambungan elbow 90° pada pipa tekan

$$\begin{aligned} hl_2 &= n.k_2 \frac{V_1^2}{2.g} \\ &= 4.1,129 \frac{(0,1318m/s)^2}{2.9,81m/s^2} \\ &= 4,516 \frac{0,0173m^2/s^2}{19,62m/s^2} \\ &= 0,004m \end{aligned}$$

Jadi kerugian *head* keseluruhan pada pipa tekan adalah :

$$\begin{aligned} hl_i &= hf_2 + hl_2 \\ &= 0,000751m + 0,004m \\ &= 0,00475m \end{aligned}$$

- *Head* kerugian keseluruhan pada pipa hisap dan pipa tekan (hl)

$$\begin{aligned}
 hl &= hl_t + hl_i \\
 &= 0,00475m + 0,0055m \\
 &= 0,0102m
 \end{aligned}$$

- *Head* total pompa

$$\begin{aligned}
 \frac{V_1^2}{2 \cdot g} &= \frac{(0,1318m/s)^2}{2 \cdot 9,81m/s^2} \\
 &= \frac{0,0173m^2/s^2}{19,62m/s^2} \\
 &= 0,00088m
 \end{aligned}$$

Maka :

$$\begin{aligned}
 H &= H_s + \Delta hp + hl + \frac{V_1^2}{2 \cdot g} \\
 &= 0,36m + 0 + 0,0102m + 0,00088m \\
 &= 0,37m
 \end{aligned}$$

4. Daya Hidrolis

Nilai massa jenis air yaitu $\rho = 1000kg/m^3$ dan $Q_1 = 0,000149m^3/s$ diambil dari debit aliran pada sisi tekan $H = 0,37m$ adalah *head* total pompa.

$$\begin{aligned}
 N_h &= \frac{\rho \cdot H \cdot Q_1}{102} \\
 &= \frac{1000 \cdot 0,37m \cdot 0,000149m^3/s}{102} \\
 &= 0,00054Kw
 \end{aligned}$$

5. Efisiensi Pompa

Dimana $N_h = 0,00054Kw$ diambil dari daya hidrolis dan $N_h = 0,75Kw$ diambil dari spesifikasi *output* pompa.

$$\eta = \frac{N_h}{N_m} \cdot 100\%$$

$$= \frac{0,00054Kw}{0,75Kw} \times 100\%$$

$$= 0,072\%$$

- Kecepatan spesifik turbin

$$nq = n \frac{\sqrt{V_1}}{\sqrt[4]{H^{3/4}}}$$

$$= 619,1 \frac{\sqrt{0,1318}}{\sqrt[4]{0,37^{3/4}}}$$

$$= 619,1 \frac{0,3630}{2,107}$$

$$= 106,66Rpm$$

- Persamaan untuk menghitung daya air (P_{in})

$$P_{in} = V_1 \cdot \rho \cdot g \cdot H$$

$$= 0,1318m/s \cdot 1000Kg/m^3 \cdot 9,81m/s^2 \cdot 0,37m$$

$$= 478,40Watt$$

- Persamaan untuk menghitung daya turbin (P_{out})

$$P_{out} = V \times I$$

$$= 12,65 \times 0$$

$$= 0Watt$$

- Persamaan untuk menghitung efisiensi turbin

$$\eta T = \frac{P_{out}}{P_{in}} \times 100\%$$

$$= \frac{0}{478,40Watt} \times 100\%$$

$$= 0Watt$$

6. Net Positive Suction Head (NPSH yang tersedia)

$$H_{sv} = \frac{P_a}{\gamma} + \frac{P_v}{\gamma} - Z_i - hl_i$$

$$= \frac{0}{9,98} + \frac{237}{9,98} - 0,44 - 0,0055$$

$$= 23,30m$$

- *Head* kerugian gesek dalam pipa hisap dengan bilangan *reynold* (Q_2)

Untuk mengetahui kerugian gesek dalam pipa (f) maka terlebih dahulu harus mengetahui sifat aliran dengan menggunakan bilangan *reynold* (Re) sebagai berikut :

$$\begin{aligned} Re &= \frac{V_2 \cdot d}{\mu} \\ &= \frac{0,7925m/s \cdot 0,0381m}{1,307 \cdot 10^{-6} m^2/s} \\ &= \frac{0,030m^2/s}{0,000001307m^2/s} \\ &= 23101,95 \end{aligned}$$

Maka untuk mencari faktor gesekan dalam pipa hisap :

$$\begin{aligned} F &= \frac{64}{Re} \\ &= \frac{64}{23101,95} \\ &= 0,0027 \end{aligned}$$

- *Head* kerugian gesek pada pipa lurus hisap

Untuk mengetahui kerugian gesek antara dinding pipa pada aliran fluida dengan menggunakan rumus *Darcy*, dimana f adalah faktor gesek pada pipa hisap $L_i = 1,9m$ panjang pipa pada sisi hisap $V_2 = 0,7925m/s$ diperoleh dari perhitungan kecepatan aliran fluida pada sisi hisap, dan $d = 0,0381m$ diameter pipa.

$$\begin{aligned} Hf_1 &= F \cdot \frac{L_i}{d} \cdot \frac{V_2^2}{2 \cdot g} \\ &= 0,0027 \cdot \frac{1,9m}{0,0381m} \cdot \frac{(0,7925m/s)^2}{2 \cdot 9,81m/s^2} \\ &= 0,0027 \cdot 49,87 \cdot 0,0320 \\ &= 0,00431m \end{aligned}$$

- Kerugian *head* akibat sambungan elbow 90° pada pipa hisap

Pada pipa hisap terdapat 3 sambungan *elbow* dengan nilai 1,129 didapat dari (lampiran tabel faktor kerugian dan berbagai katub) dan V_2 diperoleh dari perhitungan kecepatan aliran pada sisi hisap.

$$\begin{aligned} hl_1 &= n.k_2 \frac{V_2^2}{2.g} \\ &= 3.1,129 \frac{(0,7925m/s)^2}{2.9,81m/s^2} \\ &= 3,387 \frac{0,6281m^2/s^2}{19,62m/s^2} \\ &= 0,11m \end{aligned}$$

- Kerugian *head* pada katup hisap saringan

Kerugian *head* katup hisap pada saringan $k = 1,97$ didapat dari (lampiran tabel faktor kerugian dari berbagai katub) dan V_2 diperoleh dari perhitungan kecepatan aliran pada sisi hisap.

$$\begin{aligned} hl_2 &= k \frac{V_2^2}{2.g} \\ &= 1,97 \frac{(0,7925m/s)^2}{2.9,81m/s^2} \\ &= 1,97 \frac{0,6281m^2/s^2}{19,62m/s^2} \\ &= 0,063m \end{aligned}$$

Jadi kerugian *head* pada sisi pipa hisap keseluruhannya didapat dari:

$$\begin{aligned} hl_i &= hf_1 + hl_1 + hl_2 \\ &= 0,00431m + 0,11m + 0,063m \\ &= 0,177m \end{aligned}$$

- *Head* kerugian gesek pada pipa lurus tekan

$$\begin{aligned} Hf_2 &= F \cdot \frac{L_i}{d} \cdot \frac{V_2^2}{2.g} \\ &= 0,0027 \cdot \frac{1,9m}{0,0381m} \cdot \frac{(0,7925m/s)^2}{2.9,81m/s^2} \\ &= 0,0027.49,87.0,0320 \\ &= 0,00431m \end{aligned}$$

- Kerugian *head* akibat sambungan *elbow* 90° pada pipa tekan

$$\begin{aligned}
hl_2 &= n.k_2 \frac{V_2^2}{2.g} \\
&= 4.1,129 \frac{(0,7926m/s)^2}{2.9,81m/s^2} \\
&= 4,516 \frac{0,6281m^2/s^2}{19,62m/s^2} \\
&= 0,14m
\end{aligned}$$

Jadi kerugian *head* keseluruhan pada pipa tekan adalah :

$$\begin{aligned}
hl_t &= hf_2 + hl_2 \\
&= 0,00431m + 0,14m \\
&= 0,15m
\end{aligned}$$

- *Head* kerugian keseluruhan pada pipa hisap dan pipa tekan (*hl*)

$$\begin{aligned}
hl &= hl_t + hl_i \\
&= 0,15m + 0,177m \\
&= 0,32m
\end{aligned}$$

- *Head* total pompa

$$\begin{aligned}
\frac{V_2^2}{2.g} &= \frac{(0,7925m/s)^2}{2.9,81m/s^2} \\
&= \frac{0,6281m^2/s^2}{19,62m/s^2} \\
&= 0,032m
\end{aligned}$$

Maka :

$$\begin{aligned}
H &= H_s + \Delta hp + hl + \frac{V_2^2}{2.g} \\
&= 0,36 + 0 + 0,32 + 0,032 \\
&= 0,71m
\end{aligned}$$

7. Daya Hidrolis

Nilai massa jenis air yaitu $\rho = 1000kg/m^3$ dan $Q_2 = 0,000896m^3/s$ diambil dari debit aliran pada sisi tekan $H = 0,71m$ adalah *head* total pompa.

$$\begin{aligned}
 N_h &= \frac{\rho \cdot H \cdot Q_2}{102} \\
 &= \frac{1000 \cdot 0,71m \cdot 0,000896m^3 / s}{102} \\
 &= 0,0062Kw
 \end{aligned}$$

8. Efisiensi Pompa

Dimana $N_h = 0,0062Kw$ diambil dari daya hidrolis dan

$N_h = 0,75Kw$ diambil dari spesifikasi *output* pompa.

$$\begin{aligned}
 \eta &= \frac{N_h}{N_m} \times 100\% \\
 &= \frac{0,0063Kw}{0,75Kw} \times 100\% \\
 &= 0,83\%
 \end{aligned}$$

- Kecepatan spesifik turbin

$$\begin{aligned}
 nq &= n \frac{\sqrt{V_2}}{\sqrt[4]{H^{3/4}}} \\
 &= 619,1 \frac{\sqrt{0,7925}}{\sqrt[4]{0,71^{3/4}}} \\
 &= 619,1 \frac{0,8902}{2,92} \\
 &= 188,74Rpm
 \end{aligned}$$

- Persamaan untuk menghitung daya air (P_{in})

$$\begin{aligned}
 P_{in} &= V_2 \cdot \rho \cdot g \cdot H \\
 &= 0,7925m / s \cdot 1000Kg / m^3 \cdot 9,81m / s^2 \cdot 0,71m \\
 &= 5519,84Watt
 \end{aligned}$$

- Persamaan untuk menghitung daya turbin (P_{out})

$$\begin{aligned}
 P_{out} &= V \times I \\
 &= 12,65 \times 0 \\
 &= 0Watt
 \end{aligned}$$

- Persamaan untuk menghitung efisiensi turbin

$$\eta T = \frac{P_{Out}}{P_{In}} \times 100\%$$

$$= \frac{0}{5519,84 \text{ Watt}} \times 100\%$$

$$= 0 \text{ Watt}$$

9. *Net Positive Suction Head* (NPSH yang tersedia)

$$H_{sv} = \frac{P_a}{\gamma} + \frac{P_v}{\gamma} - Z_i - h_{l_i}$$

$$= \frac{0}{9,98} + \frac{237}{9,98} - 0,44 - 0,177$$

$$= 23,13 \text{ m}$$

- *Head* kerugian gesek dalam pipa hisap dengan bilangan *reynold* (Q_3)

Untuk mengetahui kerugian gesek dalam pipa (f) maka terlebih dahulu harus mengetahui sifat aliran dengan menggunakan bilangan *reynold* (Re) sebagai berikut :

$$Re = \frac{V_3 \cdot d}{\mu}$$

$$= \frac{0,2377 \text{ m/s} \cdot 0,0381 \text{ m}}{1,307 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 / \text{s}}$$

$$= \frac{0,0091 \text{ m}^2 / \text{s}}{0,000001307 \text{ m}^2 / \text{s}}$$

$$= 6929,13$$

Maka untuk mencari faktor gesekan dalam pipa hisap :

$$F = \frac{64}{Re}$$

$$= \frac{64}{6929,13}$$

$$= 0,0092$$

- *Head* kerugian gesek pada pipa lurus hisap

Untuk mengetahui kerugian gesek antara dinding pipa pada aliran fluida dengan menggunakan rumus *Darcy*, dimana f adalah faktor gesek pada pipa hisap $L_i = 1,9 \text{ m}$ panjang pipa pada sisi hisap

$V_2 = 0,2377m/s$ diperoleh dari perhitungan kecepatan aliran fluida pada sisi hisap, dan $d = 0,0381m$ diameter pipa.

$$\begin{aligned} Hf_1 &= F \cdot \frac{L_i}{d} \cdot \frac{V_2^2}{2 \cdot g} \\ &= 0,0092 \cdot \frac{1,9m}{0,0381m} \cdot \frac{(0,2377m/s)^2}{2 \cdot 9,81m/s^2} \\ &= 0,0092 \cdot 49,87 \cdot 0,00288 \\ &= 0,00132m \end{aligned}$$

- Kerugian *head* akibat sambungan elbow 90° pada pipa hisap
Pada pipa hisap terdapat 3 sambungan *elbow* dengan nilai 1,129 didapat dari (lampiran tabel faktor kerugian dan berbagai katub) dan V_3 diperoleh dari perhitungan kecepatan aliran pada sisi hisap.

$$\begin{aligned} hl_1 &= n \cdot k_2 \cdot \frac{V_3^2}{2 \cdot g} \\ &= 3 \cdot 1,129 \cdot \frac{(0,2377m/s)^2}{2 \cdot 9,81m/s^2} \\ &= 3,387 \cdot \frac{0,0565m^2/s^2}{19,62m/s^2} \\ &= 0,0098m \end{aligned}$$

- Kerugian *head* pada katup hisap saringan
Kerugian *head* katup hisap pada saringan $k = 1,97$ didapat dari (lampiran tabel faktor kerugian dari berbagai katub) dan V_3 diperoleh dari perhitungan kecepatan aliran pada sisi hisap.

$$\begin{aligned} hl_2 &= k \cdot \frac{V_3^2}{2 \cdot g} \\ &= 1,97 \cdot \frac{(0,2377m/s)^2}{2 \cdot 9,81m/s^2} \\ &= 1,97 \cdot \frac{0,0565m^2/s^2}{19,62m/s^2} \\ &= 0,0057m \end{aligned}$$

Jadi kerugian *head* pada sisi pipa hisap keseluruhannya didapat dari:

$$hl_i = hf_1 + hl_1 + hl_2$$

$$= 0,00132m + 0,0098m + 0,0057m$$

$$= 0,017m$$

- *Head* kerugian gesek pada pipa lurus tekan

$$Hf_2 = F \cdot \frac{L_i}{d} \cdot \frac{V_3^2}{2 \cdot g}$$

$$= 0,0092 \cdot \frac{1,9m}{0,0381m} \cdot \frac{(0,2377m/s)^2}{2 \cdot 9,81m/s^2}$$

$$= 0,0092 \cdot 49,87 \cdot 0,00288$$

$$= 0,00132m$$

- Kerugian *head* akibat sambungan elbow 90° pada pipa tekan

$$hl_2 = n \cdot k_2 \cdot \frac{V_3^2}{2 \cdot g}$$

$$= 4,1129 \cdot \frac{(0,2377m/s)^2}{2 \cdot 9,81m/s^2}$$

$$= 4,516 \cdot \frac{0,0565m^2/s^2}{19,62m/s^2}$$

$$= 0,013m$$

Jadi kerugian *head* keseluruhan pada pipa tekan adalah :

$$hl_t = hf_2 + hl_2$$

$$= 0,00132m + 0,013m$$

$$= 0,014m$$

- *Head* kerugian keseluruhan pada pipa hisap dan pipa tekan (*hl*)

$$hl = hl_t + hl_i$$

$$= 0,014m + 0,017m$$

$$= 0,031m$$

- *Head* total pompa

$$\frac{V_3^2}{2 \cdot g} = \frac{(0,2377m/s)^2}{2 \cdot 9,81m/s^2}$$

$$= \frac{0,0565m^2/s^2}{19,62m/s^2}$$

$$= 0,003m$$

Maka :

$$H = H_s + \Delta hp + hl + \frac{V_2^2}{2 \cdot g}$$

$$= 0,36 + 0 + 0,031 + 0,003$$

$$= 0,39m$$

10. Daya Hidrolis

Nilai massa jenis air yaitu $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ dan $Q_3 = 0,000269 \text{ m}^3 / \text{s}$ diambil dari debit aliran pada sisi tekan $H = 0,39m$ adalah *head* total pompa.

$$N_h = \frac{\rho \cdot H \cdot Q_3}{102}$$

$$= \frac{1000 \cdot 0,39m \cdot 0,000269 \text{ m}^3 / \text{s}}{102}$$

$$= 0,0010 \text{ Kw}$$

11. Efisiensi Pompa

Dimana $N_h = 0,0010 \text{ Kw}$ diambil dari daya hidrolis dan

$N_h = 0,75 \text{ Kw}$ diambil dari spesifikasi *output* pompa.

$$\eta = \frac{N_h}{N_m} \times 100\%$$

$$= \frac{0,0010 \text{ Kw}}{0,75 \text{ Kw}} \times 100\%$$

$$= 0,13\%$$

- Kecepatan spesifik turbin

$$nq = n \frac{\sqrt{V_3}}{\sqrt[4]{H^{3/4}}}$$

$$= 619,1 \frac{\sqrt{0,2377}}{\sqrt[4]{0,39^{3/4}}}$$

$$= 619,1 \frac{0,4875}{2,163}$$

$$= 139,54 \text{ Rpm}$$

- Persamaan untuk menghitung daya air (P_{in})

$$P_{in} = V_3 \cdot \rho \cdot g \cdot H$$

$$= 0,2377 \text{ m/s} \cdot 1000 \text{ Kg/m}^3 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot 0,39 \text{ m}$$

$$= 909,41 \text{ Watt}$$

- Persamaan untuk menghitung daya turbin (P_{out})

$$\begin{aligned} P_{out} &= V \times I \\ &= 12,65 \times 0 \\ &= 0Watt \end{aligned}$$

- Persamaan untuk menghitung efisiensi turbin

$$\begin{aligned} \eta T &= \frac{P_{Out}}{P_{In}} \times 100\% \\ &= \frac{0}{909,41Watt} \times 100\% \\ &= 0Watt \end{aligned}$$

12. Net Positive Suction Head (NPSH yang tersedia)

$$\begin{aligned} H_{sv} &= \frac{P_a}{\gamma} + \frac{P_v}{\gamma} - Z_i - hl_i \\ &= \frac{0}{9,98} + \frac{237}{9,98} - 0,44 - 0,017 \\ &= 23,29m \end{aligned}$$

4.3 Perhitungan pada pompa penggerak 2

Data hasil pengujian pompa sebagai turbin diambil dengan menggunakan alat ukur *multitester* untuk mengetahui arus yang dihasilkan oleh putaran alternator, untuk mengetahui debit aliran dan *volume* air digunakan *flowmeter* lalu diukur waktu dengan *stopwatch*, kemudian untuk mengukur putaran pompa sebagai turbin digunakan *tachometer*, dan untuk mengukur kuat arus digunakan alat ukur tang meter.

Data yang diketahui :

Diameter pipa	$d = 1\frac{1}{2} \text{ inchi}$
Massa jenis fluida	$\rho = 1000Kg / m^3$
Viskositas kinetik zat cair	$\nu = 1,307.10^{-6} m^2 / s$
Percepatan gravitasi	$g = 9,81m / s^2$

1. Debit Aliran (Q)

Debit air diketahui dari alat ukur flow meter dengan nilai yang diperoleh sebagai berikut:

$$Q_1 = \frac{V}{t_1} \\ = \frac{0,001m^3}{6,70s} = 0,000149m^3 / s$$

$$Q_2 = \frac{V}{t_1} \\ = \frac{0,006m^3}{6,70s} = 0,000896m^3 / s$$

$$Q_3 = \frac{V}{t_1} \\ = \frac{0,0018m^3}{6,70s} = 0,000269m^3 / s$$

Maka dari perhitungan tersebut didapatkan hasil rata-rata :

$$Q_{Total} = \frac{Q_1 + Q_2 + Q_3}{3} \\ = \frac{0,000149m^3 / s + 0,000896m^3 / s + 0,000269m^3 / s}{3} \\ = 0,000438m^3 / s$$

2. Kecepatan Aliran Pipa

Untuk menghitung kecepatan aliran air pada pipa, terlebih dahulu harus diketahui luas penampang pipa dengan persamaan sebagai berikut:

$$A = \frac{\pi}{4} d^2 \\ = \frac{3,14}{4} (0,0381m)^2 = 0,00113m^2$$

Maka :

$$V_1 = \frac{Q_1}{A} = \frac{0,000149m^3/s}{0,00113m^2} = 0,1318m/s$$

$$V_2 = \frac{Q_2}{A} = \frac{0,000896m^3/s}{0,00113m^2} = 0,7925m/s$$

$$V_3 = \frac{Q_3}{A} = \frac{0,000269m^3/s}{0,00113m^2} = 0,2377m/s$$

$$V_{Tot} = \frac{0,1318m/s + 0,7925m/s + 0,2377m/s}{3}$$

$$= 0,3873m/s$$

3. Perhitungan *Head*

Dimana :

$$Z_t = 1,87m$$

$$Z_i = 0,98m$$

$$L_t = 1,02m$$

$$L_i = 1,9m$$

- *Head* statis total

Head statis total adalah perbedaan ketinggian antara fluida sisi tekan dengan fluida pada sisi hisap. Data tersebut diketahui dengan mengukur instalasi pipa pada alat yang sudah diuji, dan dapat dihitung menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$H_s = Z_t - Z_i$$

$$= 1,87 - 0,98$$

$$= 0,89m$$

- *Head* kerugian gesek dalam pipa hisap dengan bilangan *reynold* (Q_1)

Untuk mengetahui kerugian gesek dalam pipa (f) maka terlebih dahulu harus mengetahui sifat aliran dengan menggunakan bilangan *reynold* (Re) sebagai berikut :

$$Re = \frac{V_1 \cdot d}{\mu}$$

$$\begin{aligned}
&= \frac{0,1318m/s \cdot 0,0381m}{1,307 \cdot 10^{-6} m^2/s} \\
&= \frac{0,0050m^2/s}{0,000001307m^2/s} \\
&= 3842,06
\end{aligned}$$

Maka untuk mencari faktor gesekan dalam pipa hisap :

$$\begin{aligned}
F &= \frac{64}{Re} \\
&= \frac{64}{3842,06} \\
&= 0,016
\end{aligned}$$

- *Head* kerugian gesek pada pipa lurus hisap

Untuk mengetahui kerugian gesek antara dinding pipa pada aliran fluida dengan menggunakan rumus *Darcy*, dimana *f* adalah faktor gesek pada pipa hisap $L_i = 1,9$ m panjang pipa pada sisi hisap $V = 0,1318$ m/s diperoleh dari perhitungan kecepatan aliran fluida pada sisi hisap, dan $d = 0,0381$ m diameter pipa.

$$\begin{aligned}
Hf_1 &= F \cdot \frac{L_i}{d} \cdot \frac{V_1^2}{2 \cdot g} \\
&= 0,016 \cdot \frac{1,9m}{0,0381m} \cdot \frac{(0,1318m/s)^2}{2 \cdot 9,81m/s^2} \\
&= 0,016 \cdot 49,87 \cdot 0,000885 \\
&= 0,000735m
\end{aligned}$$

- Kerugian *head* akibat sambungan elbow 90° pada pipa hisap

Pada pipa hisap terdapat 3 sambungan *elbow* dengan nilai 1,129 didapat dari (lampiran tabel faktor kerugian dan berbagai katub) dan v_1 diperoleh dari perhitungan kecepatan aliran pada sisi hisap.

$$\begin{aligned}
hl_1 &= n \cdot k_2 \cdot \frac{V_1^2}{2 \cdot g} \\
&= 3,1129 \cdot \frac{(0,1318m/s)^2}{2 \cdot 9,81m/s^2} \\
&= 3,387 \cdot \frac{0,0174m^2/s^2}{19,62m/s^2} \\
&= 0,0030m
\end{aligned}$$

- Kerugian *head* pada katup hisap saringan

Kerugian *head* katup hisap pada saringan k : 1,97 didapat dari (lampiran tabel faktor kerugian dari berbagai katub) dan V diperoleh dari perhitungan kecepatan aliran pada sisi hisap.

$$\begin{aligned}
 hl_2 &= k \frac{V_1^2}{2.g} \\
 &= 1,97 \frac{(0,1318m/s)^2}{2.9,81m/s^2} \\
 &= 1,97 \frac{0,0174m^2/s^2}{19,62m/s^2} \\
 &= 0,00175m
 \end{aligned}$$

Jadi kerugian *head* pada sisi pipa hisap keseluruhannya didapat dari:

$$\begin{aligned}
 hl_i &= hf_1 + hl_1 + hl_2 \\
 &= 0,000735m + 0,0030m + 0,00175m \\
 &= 0,0055m
 \end{aligned}$$

- *Head* kerugian gesek pada pipa lurus tekan

$$\begin{aligned}
 Hf_2 &= F \cdot \frac{L_i}{d} \cdot \frac{V_1^2}{2.g} \\
 &= 0,017 \cdot \frac{1,9m}{0,0381m} \cdot \frac{(0,1318m/s)^2}{2.9,81m/s^2} \\
 &= 0,017.49,87.0,000885 \\
 &= 0,000751m
 \end{aligned}$$

- Kerugian *head* akibat sambungan elbow 90° pada pipa tekan

$$\begin{aligned}
 hl_2 &= n.k_2 \frac{V_1^2}{2.g} \\
 &= 4.1,129 \frac{(0,1318m/s)^2}{2.9,81m/s^2} \\
 &= 4,516 \frac{0,0173m^2/s^2}{19,62m/s^2} \\
 &= 0,004m
 \end{aligned}$$

Jadi kerugian *head* keseluruhan pada pipa tekan adalah :

$$\begin{aligned}
 hl_i &= hf_2 + hl_2 \\
 &= 0,000751m + 0,004m \\
 &= 0,00475m
 \end{aligned}$$

- *Head* kerugian keseluruhan pada pipa hisap dan pipa tekan (hl)

$$\begin{aligned}
 hl &= hl_i + hl_i \\
 &= 0,00475m + 0,0055m \\
 &= 0,0102m
 \end{aligned}$$

- *Head* total pompa

$$\begin{aligned}
 \frac{V_1^2}{2.g} &= \frac{(0,1318m/s)^2}{2.9,81m/s^2} \\
 &= \frac{0,0173m^2/s^2}{19,62m/s^2} \\
 &= 0,00088m
 \end{aligned}$$

Maka :

$$\begin{aligned}
 H &= H_s + \Delta hp + hl + \frac{V_1^2}{2.g} \\
 &= 0,89m + 0 + 0,0102m + 0,00088m \\
 &= 0,90m
 \end{aligned}$$

4. Daya Hidrolis

Nilai massa jenis air yaitu $\rho = 1000kg/m^3$ dan $Q_1 = 0,000149m^3/s$ diambil dari debit aliran pada sisi tekan $H = 0,90m$ adalah *head* total pompa.

$$\begin{aligned}
 N_h &= \frac{\rho.H.Q_1}{102} \\
 &= \frac{1000.0,90m.0,000149m^3/s}{102} \\
 &= 0,0013Kw
 \end{aligned}$$

5. Efisiensi Pompa

Dimana $N_h = 0,0013Kw$ diambil dari daya hidrolis dan $N_h = 0,75Kw$ diambil dari spesifikasi *output* pompa.

$$\eta = \frac{N_h}{N_m} \times 100\%$$

$$= \frac{0,0013Kw}{0,75Kw} \times 100\%$$

$$= 0,17\%$$

- Kecepatan spesifik turbin

$$nq = n \frac{\sqrt{V_1}}{\sqrt[4]{H^{3/4}}}$$

$$= 619,1 \frac{\sqrt{0,1318}}{\sqrt[4]{0,90^{3/4}}}$$

$$= 619,1 \frac{0,3630}{3,286}$$

$$= 68,40Rpm$$

- Persamaan untuk menghitung daya air (P_{in})

$$P_{in} = V_1 \cdot \rho \cdot g \cdot H$$

$$= 0,1318m/s \cdot 1000Kg/m^3 \cdot 9,81m/s^2 \cdot 0,90m$$

$$= 1163,66Watt$$

- Persamaan untuk menghitung daya turbin (P_{out})

$$P_{out} = V \times I$$

$$= 12,65 \times 0$$

$$= 0Watt$$

- Persamaan untuk menghitung efisiensi turbin

$$\eta T = \frac{P_{out}}{P_{in}} \times 100\%$$

$$= \frac{0}{1163,66Watt} \times 100\%$$

$$= 0Watt$$

6. Net Positive Suction Head (NPSH yang tersedia)

$$H_{sv} = \frac{P_a}{\gamma} + \frac{P_v}{\gamma} - Z_i - hl_i$$

$$= \frac{0}{9,98} + \frac{237}{9,98} - 0,98 - 0,005$$

$$= 22,76m$$

- Head kerugian gesek dalam pipa hisap dengan bilangan *reynold* (Q_2)

Untuk mengetahui kerugian gesek dalam pipa (f) maka terlebih dahulu harus mengetahui sifat aliran dengan menggunakan bilangan *reynold* (Re) sebagai berikut :

$$\begin{aligned} \text{Re} &= \frac{V_2 \cdot d}{\mu} \\ &= \frac{0,7925 \text{ m/s} \cdot 0,0381 \text{ m}}{1,307 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 / \text{s}} \\ &= \frac{0,0030 \text{ m}^2 / \text{s}}{0,000001307 \text{ m}^2 / \text{s}} \\ &= 23101,95 \end{aligned}$$

Maka untuk mencari faktor gesekan dalam pipa hisap :

$$\begin{aligned} F &= \frac{64}{\text{Re}} \\ &= \frac{64}{23101,95} \\ &= 0,0027 \end{aligned}$$

- *Head* kerugian gesek pada pipa lurus hisap

Untuk mengetahui kerugian gesek antara dinding pipa pada aliran fluida dengan menggunakan rumus *Darcy*, dimana f adalah faktor gesek pada pipa hisap $L_i = 1,9 \text{ m}$ panjang pipa pada sisi hisap $V_2 = 0,7925 \text{ m/s}$ diperoleh dari perhitungan kecepatan aliran fluida pada sisi hisap, dan $d = 0,0381 \text{ m}$ diameter pipa.

$$\begin{aligned} Hf_1 &= F \cdot \frac{L_i}{d} \cdot \frac{V_2^2}{2 \cdot g} \\ &= 0,0027 \cdot \frac{1,9 \text{ m}}{0,0381 \text{ m}} \cdot \frac{(0,7925 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2} \\ &= 0,0027 \cdot 49,87 \cdot 0,0320 \\ &= 0,00431 \text{ m} \end{aligned}$$

- Kerugian *head* akibat sambungan elbow 90° pada pipa hisap

Pada pipa hisap terdapat 3 sambungan *elbow* dengan nilai 1,129 didapat dari (lampiran tabel faktor kerugian dan berbagai katub) dan V_2 diperoleh dari perhitungan kecepatan aliran pada sisi hisap.

$$\begin{aligned}
 hl_1 &= n.k_2 \frac{V_2^2}{2.g} \\
 &= 3.1,129 \frac{(0,7925m/s)^2}{2.9,81m/s^2} \\
 &= 3,387 \frac{0,6281m^2/s^2}{19,62m/s^2} \\
 &= 0,11m
 \end{aligned}$$

- Kerugian *head* pada katup hisap saringan

Kerugian *head* katup hisap pada saringan $k = 1,97$ didapat dari (lampiran tabel faktor kerugian dari berbagai katub) dan v_2 diperoleh dari perhitungan kecepatan aliran pada sisi hisap.

$$\begin{aligned}
 hl_2 &= k \frac{V_2^2}{2.g} \\
 &= 1,97 \frac{(0,7925m/s)^2}{2.9,81m/s^2} \\
 &= 1,97 \frac{0,6281m^2/s^2}{19,62m/s^2} \\
 &= 0,063m
 \end{aligned}$$

Jadi kerugian *head* pada sisi pipa hisap keseluruhannya didapat dari:

$$\begin{aligned}
 hl_i &= hf_1 + hl_1 + hl_2 \\
 &= 0,00431m + 0,11m + 0,063m \\
 &= 0,177m
 \end{aligned}$$

- *Head* kerugian gesek pada pipa lurus tekan

$$\begin{aligned}
 Hf_2 &= F \cdot \frac{L_i}{d} \cdot \frac{V_2^2}{2.g} \\
 &= 0,0027 \cdot \frac{1,9m}{0,0381m} \cdot \frac{(0,7925m/s)^2}{2.9,81m/s^2} \\
 &= 0,0027 \cdot 49,87 \cdot 0,0320 \\
 &= 0,00431m
 \end{aligned}$$

- Kerugian *head* akibat sambungan elbow 90° pada pipa tekan

$$hl_2 = n.k_2 \frac{V_2^2}{2.g}$$

$$\begin{aligned}
&= 4.1,129 \frac{(0,7926m/s)^2}{2.9,81m/s^2} \\
&= 4,516 \frac{0,6281m^2/s^2}{19,62m/s^2} \\
&= 0,14m
\end{aligned}$$

Jadi kerugian *head* keseluruhan pada pipa tekan adalah :

$$\begin{aligned}
hl_t &= hf_2 + hl_2 \\
&= 0,00431m + 0,14m \\
&= 0,15m
\end{aligned}$$

- *Head* kerugian keseluruhan pada pipa hisap dan pipa tekan (*hl*)

$$\begin{aligned}
hl &= hl_t + hl_i \\
&= 0,15m + 0,177m \\
&= 0,32m
\end{aligned}$$

- *Head* total pompa

$$\begin{aligned}
\frac{V_2^2}{2.g} &= \frac{(0,7925m/s)^2}{2.9,81m/s^2} \\
&= \frac{0,6281m^2/s^2}{19,62m/s^2} \\
&= 0,032m
\end{aligned}$$

Maka :

$$\begin{aligned}
H &= H_s + \Delta hp + hl + \frac{V_2^2}{2.g} \\
&= 0,89 + 0 + 0,32 + 0,032 \\
&= 1,24m
\end{aligned}$$

7. Daya Hidrolis

Nilai massa jenis air yaitu $\rho = 1000kg/m^3$ dan $Q_2 = 0,000896m^3/s$ diambil dari debit aliran pada sisi tekan $H = 1,24m$ adalah *head* total pompa.

$$\begin{aligned}
N_h &= \frac{\rho.H.Q_2}{102} \\
&= \frac{1000.1,24m.0,000896m^3/s}{102} \\
&= 0,011Kw
\end{aligned}$$

8. Efisiensi Pompa

Dimana $N_h = 0,011Kw$ diambil dari daya hidrolis dan $N_m = 0,75Kw$ diambil dari spesifikasi *output* pompa.

$$\begin{aligned}\eta &= \frac{N_h}{N_m} \times 100\% \\ &= \frac{0,011Kw}{0,75Kw} \times 100\% \\ &= 1,45\%\end{aligned}$$

- Kecepatan spesifik turbin

$$\begin{aligned}nq &= n \frac{\sqrt{V_2}}{\sqrt[4]{H^{3/4}}} \\ &= 619,1 \frac{\sqrt{0,7925}}{\sqrt[4]{1,24^{3/4}}} \\ &= 619,1 \frac{0,8902}{1,93} \\ &= 285,56Rpm\end{aligned}$$

- Persamaan untuk menghitung daya air (P_{in})

$$\begin{aligned}P_{in} &= V_2 \cdot \rho \cdot g \cdot H \\ &= 0,7925m/s \cdot 1000Kg/m^3 \cdot 9,81m/s^2 \cdot 1,24m \\ &= 9640,29Watt\end{aligned}$$

- Persamaan untuk menghitung daya turbin (P_{out})

$$\begin{aligned}P_{out} &= V \times I \\ &= 12,65 \times 0 \\ &= 0Watt\end{aligned}$$

- Persamaan untuk menghitung efisiensi turbin

$$\begin{aligned}\eta T &= \frac{P_{Out}}{P_{In}} \times 100\% \\ &= \frac{0}{9640,29Watt} \times 100\% \\ &= 0Watt\end{aligned}$$

9. *Net Positive Suction Head* (NPSH yang tersedia)

$$\begin{aligned} H_{sv} &= \frac{P_a}{\gamma} + \frac{P_v}{\gamma} - Z_i - h_{l_i} \\ &= \frac{0}{9,98} + \frac{237}{9,98} - 0,98 - 0,177 \\ &= 22,59m \end{aligned}$$

- *Head* kerugian gesek dalam pipa hisap dengan bilangan *reynold* (Q_3)

Untuk mengetahui kerugian gesek dalam pipa (f) maka terlebih dahulu harus mengetahui sifat aliran dengan menggunakan bilangan *reynold* (Re) sebagai berikut :

$$\begin{aligned} Re &= \frac{V_3 \cdot d}{\mu} \\ &= \frac{0,2377m/s \cdot 0,0381m}{1,307 \cdot 10^{-6} m^2/s} \\ &= \frac{0,0091m^2/s}{0,000001307m^2/s} \\ &= 6929,13 \end{aligned}$$

Maka untuk mencari faktor gesekan dalam pipa hisap :

$$\begin{aligned} F &= \frac{64}{Re} \\ &= \frac{64}{6929,13} \\ &= 0,0092 \end{aligned}$$

- *Head* kerugian gesek pada pipa lurus hisap

Untuk mengetahui kerugian gesek antara dinding pipa pada aliran fluida dengan menggunakan rumus *Darcy*, dimana f adalah faktor gesek pada pipa hisap $L_i = 1,9m$ panjang pipa pada sisi hisap $V_2 = 0,2377m/s$ diperoleh dari perhitungan kecepatan aliran fluida pada sisi hisap, dan $d = 0,0381m$ diameter pipa.

$$Hf_1 = F \cdot \frac{L_i}{d} \cdot \frac{V_2^2}{2 \cdot g}$$

$$\begin{aligned}
&= 0,0092 \cdot \frac{1,9m}{0,0381m} \cdot \frac{(0,2377m/s)^2}{2,9,81m/s^2} \\
&= 0,0092 \cdot 49,87 \cdot 0,00288 \\
&= 0,00132m
\end{aligned}$$

- Kerugian *head* akibat sambungan elbow 90° pada pipa hisap

Pada pipa hisap terdapat 3 sambungan *elbow* dengan nilai 1,129 didapat dari (lampiran tabel faktor kerugian dan berbagai katub) dan V_3 diperoleh dari perhitungan kecepatan aliran pada sisi hisap.

$$\begin{aligned}
hl_1 &= n \cdot k_2 \cdot \frac{V_3^2}{2 \cdot g} \\
&= 3,1,129 \frac{(0,2377m/s)^2}{2,9,81m/s^2} \\
&= 3,387 \frac{0,0565m^2/s^2}{19,62m/s^2} \\
&= 0,0098m
\end{aligned}$$

- Kerugian *head* pada katup hisap saringan

Kerugian *head* katup hisap pada saringan $k = 1,97$ didapat dari (lampiran tabel faktor kerugian dari berbagai katub) dan V_3 diperoleh dari perhitungan kecepatan aliran pada sisi hisap.

$$\begin{aligned}
hl_2 &= k \cdot \frac{V_3^2}{2 \cdot g} \\
&= 1,97 \frac{(0,2377m/s)^2}{2,9,81m/s^2} \\
&= 1,97 \frac{0,0565m^2/s^2}{19,62m/s^2} \\
&= 0,0057m
\end{aligned}$$

Jadi kerugian *head* pada sisi pipa hisap keseluruhannya didapat dari:

$$\begin{aligned}
hl_i &= hf_1 + hl_1 + hl_2 \\
&= 0,00132m + 0,0098m + 0,0057m \\
&= 0,017m
\end{aligned}$$

- *Head* kerugian gesek pada pipa lurus tekan

$$Hf_2 = F \cdot \frac{L_i}{d} \cdot \frac{V_3^2}{2 \cdot g}$$

$$\begin{aligned}
&= 0,0092 \cdot \frac{1,9m}{0,0381m} \cdot \frac{(0,2377m/s)^2}{2.9,81m/s^2} \\
&= 0,0092 \cdot 49,87 \cdot 0,00288 \\
&= 0,00132m
\end{aligned}$$

- Kerugian *head* akibat sambungan elbow 90° pada pipa tekan

$$\begin{aligned}
hl_2 &= n \cdot k_2 \frac{V_3^2}{2 \cdot g} \\
&= 4.1,129 \frac{(0,2377m/s)^2}{2.9,81m/s^2} \\
&= 4,516 \frac{0,0565m^2/s^2}{19,62m/s^2} \\
&= 0,013m
\end{aligned}$$

Jadi kerugian *head* keseluruhan pada pipa tekan adalah :

$$\begin{aligned}
hl_t &= hf_2 + hl_2 \\
&= 0,00132m + 0,013m \\
&= 0,014m
\end{aligned}$$

- *Head* kerugian keseluruhan pada pipa hisap dan pipa tekan (*hl*)

$$\begin{aligned}
hl &= hl_t + hl_i \\
&= 0,014m + 0,017m \\
&= 0,031m
\end{aligned}$$

- *Head* total pompa

$$\begin{aligned}
\frac{V_3^2}{2 \cdot g} &= \frac{(0,2377m/s)^2}{2.9,81m/s^2} \\
&= \frac{0,0565m^2/s^2}{19,62m/s^2} \\
&= 0,003m
\end{aligned}$$

Maka :

$$\begin{aligned}
H &= H_s + \Delta hp + hl + \frac{V_2^2}{2 \cdot g} \\
&= 0,89 + 0 + 0,031 + 0,003 \\
&= 0,92m
\end{aligned}$$

10. Daya Hidrolis

Nilai massa jenis air yaitu $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ dan $Q_3 = 0,000269 \text{ m}^3 / \text{s}$ diambil dari debit aliran pada sisi tekan $H = 0,92 \text{ m}$ adalah *head* total pompa.

$$\begin{aligned} N_h &= \frac{\rho \cdot H \cdot Q_3}{102} \\ &= \frac{1000 \cdot 0,92 \text{ m} \cdot 0,000269 \text{ m}^3 / \text{s}}{102} \\ &= 0,0024 \text{ Kw} \end{aligned}$$

11. Efisiensi Pompa

Dimana $N_h = 0,0024 \text{ Kw}$ diambil dari daya hidrolis dan $N_h = 0,75 \text{ Kw}$ diambil dari spesifikasi *output* pompa.

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{N_h}{N_m} \times 100\% \\ &= \frac{0,0024 \text{ Kw}}{0,75 \text{ Kw}} \times 100\% \\ &= 0,32\% \end{aligned}$$

- Kecepatan spesifik turbin

$$\begin{aligned} nq &= n \frac{\sqrt{V_3}}{\sqrt[4]{H^{3/4}}} \\ &= 619,1 \frac{\sqrt{0,2377}}{\sqrt[4]{0,92^{3/4}}} \\ &= 619,1 \frac{0,4875}{3,322} \\ &= 90,86 \text{ Rpm} \end{aligned}$$

- Persamaan untuk menghitung daya air (P_{in})

$$\begin{aligned} P_{in} &= V_3 \cdot \rho \cdot g \cdot H \\ &= 0,2377 \text{ m} / \text{s} \cdot 1000 \text{ Kg} / \text{m}^3 \cdot 9,81 \text{ m} / \text{s}^2 \cdot 0,92 \text{ m} \\ &= 2145,29 \text{ Watt} \end{aligned}$$

- Persamaan untuk menghitung daya turbin (P_{out})

$$\begin{aligned}
 P_{out} &= V \times I \\
 &= 12,65 \times 0 \\
 &= 0 \text{Watt}
 \end{aligned}$$

- Persamaan untuk menghitung efisiensi turbin

$$\begin{aligned}
 \eta T &= \frac{P_{Out}}{P_{In}} \times 100\% \\
 &= \frac{0}{2145,29 \text{Watt}} \times 100\% \\
 &= 0 \text{Watt}
 \end{aligned}$$

12. Net Positive Suction Head (NPSH yang tersedia)

$$\begin{aligned}
 H_{sv} &= \frac{P_a}{\gamma} + \frac{P_v}{\gamma} - Z_i - h l_i \\
 &= \frac{0}{9,98} + \frac{237}{9,98} - 0,98 - 0,017 \\
 &= 22,75 \text{m}
 \end{aligned}$$

4.3.1. Perhitungan Pada Pompa Penggerak 2 dengan pengujian head berbeda

1. Debit Aliran (Q)

Debit air diketahui dari alat ukur flow meter dengan nilai yang diperoleh sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 Q_1 &= \frac{V}{t_1} \\
 &= \frac{0,001 \text{m}^3}{6,70 \text{s}} = 0,000149 \text{m}^3 / \text{s}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 Q_2 &= \frac{V}{t_1} \\
 &= \frac{0,006 \text{m}^3}{6,70 \text{s}} = 0,000896 \text{m}^3 / \text{s}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 Q_3 &= \frac{V}{t_1} \\
 &= \frac{0,0018 \text{m}^3}{6,70 \text{s}} = 0,000269 \text{m}^3 / \text{s}
 \end{aligned}$$

Maka dari perhitungan tersebut didapatkan hasil rata-rata :

$$\begin{aligned}
Q_{Total} &= \frac{Q_1 + Q_2 + Q_3}{3} \\
&= \frac{0,000149m^3 / s + 0,000896m^3 / s + 0,000269m^3 / s}{3} \\
&= 0,000438m^3 / s
\end{aligned}$$

2. Kecepatan Aliran Pipa

Untuk menghitung kecepatan aliran air pada pipa, terlebih dahulu harus diketahui luas penampang pipa dengan persamaan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
A &= \frac{\pi}{4} d^2 \\
&= \frac{3,14}{4} (0,0381m)^2 = 0,00113m^2
\end{aligned}$$

Maka :

$$V_1 = \frac{Q_1}{A} = \frac{0,000149m^3 / s}{0,00113m^2} = 0,1318m / s$$

$$V_2 = \frac{Q_2}{A} = \frac{0,000896m^3 / s}{0,00113m^2} = 0,7925m / s$$

$$V_3 = \frac{Q_3}{A} = \frac{0,000269m^3 / s}{0,00113m^2} = 0,2377m / s$$

$$\begin{aligned}
V_{Tot} &= \frac{0,1318m / s + 0,7925m / s + 0,2377m / s}{3} \\
&= 0,3873m / s
\end{aligned}$$

3. Perhitungan Head

Dimana :

$$Z_t = 0,87m$$

$$Z_i = 0,38m$$

$$L_t = 1,02m$$

$$L_i = 1,9m$$

- Head statis total

Head statis total adalah perbedaan ketinggian antara fluida sisi tekan dengan fluida pada sisi hisap. Data tersebut diketahui dengan

mengukur instalasi pipa pada alat yang sudah diuji, dan dapat dihitung menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$\begin{aligned} H_s &= Z_t - Z_i \\ &= 0,87m - 0,38m \\ &= 0,49m \end{aligned}$$

- *Head* kerugian gesek dalam pipa hisap dengan bilangan *reynold* (Q_1)

Untuk mengetahui kerugian gesek dalam pipa (f) maka terlebih dahulu harus mengetahui sifat aliran dengan menggunakan bilangan *reynold* (Re) sebagai berikut :

$$\begin{aligned} Re &= \frac{V_1 \cdot d}{\mu} \\ &= \frac{0,1318m/s \cdot 0,0381m}{1,307 \cdot 10^{-6} m^2/s} \\ &= \frac{0,0050m^2/s}{0,000001307m^2/s} \\ &= 3842,10 \end{aligned}$$

Maka untuk mencari faktor gesekan dalam pipa hisap :

$$\begin{aligned} F &= \frac{64}{Re} \\ &= \frac{64}{3842,10} \\ &= 0,017 \end{aligned}$$

- *Head* kerugian gesek pada pipa lurus hisap

Untuk mengetahui kerugian gesek antara dinding pipa pada aliran fluida dengan menggunakan rumus *Darcy*, dimana f adalah faktor gesek pada pipa hisap $L_i = 1,9$ m panjang pipa pada sisi hisap $V_1 = 0,1318$ m/s diperoleh dari perhitungan kecepatan aliran fluida pada sisi hisap, dan $d = 0,0381$ m diameter pipa.

$$Hf_1 = F \cdot \frac{L_i}{d} \cdot \frac{V_1^2}{2 \cdot g}$$

$$\begin{aligned}
&= 0,017 \cdot \frac{1,9m}{0,0381m} \cdot \frac{(0,1318m/s)^2}{2,9,81m/s^2} \\
&= 0,017 \cdot 49,87 \cdot 0,000885 \\
&= 0,000751m
\end{aligned}$$

- Kerugian *head* akibat sambungan elbow 90° pada pipa hisap
Pada pipa hisap terdapat 3 sambungan *elbow* dengan nilai 1,129 didapat dari (lampiran tabel faktor kerugian dan berbagai katub) dan V_1 diperoleh dari perhitungan kecepatan aliran pada sisi hisap.

$$\begin{aligned}
hl_1 &= n \cdot k_2 \cdot \frac{V_1^2}{2 \cdot g} \\
&= 3 \cdot 1,129 \cdot \frac{(0,1318m/s)^2}{2,9,81m/s^2} \\
&= 3,387 \cdot \frac{0,0174m^2/s^2}{19,62m/s^2} \\
&= 0,0030m
\end{aligned}$$

- Kerugian *head* pada katup hisap saringan
Kerugian *head* katup hisap pada saringan $k : 1,97$ didapat dari (lampiran tabel faktor kerugian dari berbagai katub) dan V_1 diperoleh dari perhitungan kecepatan aliran pada sisi hisap.

$$\begin{aligned}
hl_2 &= k \cdot \frac{V_1^2}{2 \cdot g} \\
&= 1,97 \cdot \frac{(0,1318m/s)^2}{2,9,81m/s^2} \\
&= 1,97 \cdot \frac{0,0174m^2/s^2}{19,62m/s^2} \\
&= 0,00175m
\end{aligned}$$

Jadi kerugian *head* pada sisi pipa hisap keseluruhannya didapat dari:

$$\begin{aligned}
hl_i &= hf_1 + hl_1 + hl_2 \\
&= 0,000751m + 0,0030m + 0,00175m \\
&= 0,0055m
\end{aligned}$$

- *Head* kerugian gesek pada pipa lurus tekan

$$Hf_2 = F \cdot \frac{L_i}{d} \cdot \frac{V_1^2}{2 \cdot g}$$

$$\begin{aligned}
&= 0,017 \cdot \frac{1,9m}{0,0381m} \cdot \frac{(0,1318m/s)^2}{2,9,81m/s^2} \\
&= 0,017 \cdot 49,87 \cdot 0,000885 \\
&= 0,000751m
\end{aligned}$$

- Kerugian *head* akibat sambungan elbow 90° pada pipa tekan

$$\begin{aligned}
hl_2 &= n \cdot k_2 \cdot \frac{V_1^2}{2 \cdot g} \\
&= 4,1,129 \cdot \frac{(0,1318m/s)^2}{2,9,81m/s^2} \\
&= 4,516 \cdot \frac{0,0173m^2/s^2}{19,62m/s^2} \\
&= 0,004m
\end{aligned}$$

Jadi kerugian *head* keseluruhan pada pipa tekan adalah :

$$\begin{aligned}
hl_t &= hf_2 + hl_2 \\
&= 0,000751m + 0,004m \\
&= 0,00475m
\end{aligned}$$

- *Head* kerugian keseluruhan pada pipa hisap dan pipa tekan (*hl*)

$$\begin{aligned}
hl &= hl_t + hl_i \\
&= 0,00475m + 0,0055m \\
&= 0,0102m
\end{aligned}$$

- *Head* total pompa

$$\begin{aligned}
\frac{V_1^2}{2 \cdot g} &= \frac{(0,1318m/s)^2}{2,9,81m/s^2} \\
&= \frac{0,0173m^2/s^2}{19,62m/s^2} \\
&= 0,00088m
\end{aligned}$$

Maka :

$$\begin{aligned}
H &= H_s + \Delta hp + hl + \frac{V_1^2}{2 \cdot g} \\
&= 0,49m + 0 + 0,0102m + 0,00088m \\
&= 0,50m
\end{aligned}$$

4. Daya Hidrolis

Nilai massa jenis air yaitu $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ dan $Q_1 = 0,000149 \text{ m}^3 / \text{s}$ diambil dari debit aliran pada sisi tekan $H = 0,50 \text{ m}$ adalah *head* total pompa.

$$\begin{aligned} N_h &= \frac{\rho \cdot H \cdot Q_1}{102} \\ &= \frac{1000 \cdot 0,50 \text{ m} \cdot 0,000149 \text{ m}^3 / \text{s}}{102} \\ &= 0,00073 \text{ Kw} \end{aligned}$$

5. Efisiensi Pompa

Dimana $N_h = 0,00073 \text{ Kw}$ diambil dari daya hidrolis dan $N_m = 0,75 \text{ Kw}$ diambil dari spesifikasi *output* pompa.

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{N_h}{N_m} \times 100\% \\ &= \frac{0,00073 \text{ Kw}}{0,75 \text{ Kw}} \times 100\% \\ &= 0,097\% \end{aligned}$$

- Kecepatan spesifik turbin

$$\begin{aligned} nq &= n \frac{\sqrt{V_1}}{\sqrt[4]{H^{3/4}}} \\ &= 619,1 \frac{\sqrt{0,1318}}{\sqrt[4]{0,50^{3/4}}} \\ &= 619,1 \frac{0,3630}{2,449} \\ &= 91,77 \text{ Rpm} \end{aligned}$$

- Persamaan untuk menghitung daya air (P_{in})

$$\begin{aligned} P_{in} &= V_1 \cdot \rho \cdot g \cdot H \\ &= 0,1318 \text{ m} / \text{s} \cdot 1000 \text{ Kg} / \text{m}^3 \cdot 9,81 \text{ m} / \text{s}^2 \cdot 0,50 \text{ m} \\ &= 646,48 \text{ Watt} \end{aligned}$$

- Persamaan untuk menghitung daya turbin (P_{out})

$$P_{out} = V \times I$$

$$= 12,65 \times 0$$

$$= 0 \text{Watt}$$

- Persamaan untuk menghitung efisiensi turbin

$$\eta T = \frac{P_{out}}{P_{in}} \times 100\%$$

$$= \frac{0}{646,48 \text{Watt}} \times 100\%$$

$$= 0 \text{Watt}$$

6. Net Positive Suction Head (NPSH yang tersedia)

$$H_{sv} = \frac{P_a}{\gamma} + \frac{P_v}{\gamma} - Z_i - h_{l_i}$$

$$= \frac{0}{9,98} + \frac{237}{9,98} - 0,38 - 0,0055$$

$$= 23,36 \text{m}$$

- Head kerugian gesek dalam pipa hisap dengan bilangan *reynold* (Q_2)

Untuk mengetahui kerugian gesek dalam pipa (f) maka terlebih dahulu harus mengetahui sifat aliran dengan menggunakan bilangan *reynold* (Re) sebagai berikut :

$$Re = \frac{V_2 \cdot d}{\mu}$$

$$= \frac{0,7925 \text{m/s} \cdot 0,0381 \text{m}}{1,307 \cdot 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}}$$

$$= \frac{0,030 \text{m}^2/\text{s}}{0,000001307 \text{m}^2/\text{s}}$$

$$= 23101,95$$

Maka untuk mencari faktor gesekan dalam pipa hisap :

$$F = \frac{64}{Re}$$

$$= \frac{64}{23101,95}$$

$$= 0,0027$$

- Head kerugian gesek pada pipa lurus hisap

Untuk mengetahui kerugian gesek antara dinding pipa pada aliran fluida dengan menggunakan rumus *Darcy*, dimana f adalah faktor gesek pada pipa hisap $L_i = 1,9m$ panjang pipa pada sisi hisap $V_2 = 0,7925m/s$ diperoleh dari perhitungan kecepatan aliran fluida pada sisi hisap, dan $d = 0,0381m$ diameter pipa.

$$\begin{aligned} Hf_1 &= F \cdot \frac{L_i}{d} \cdot \frac{V_2^2}{2 \cdot g} \\ &= 0,0027 \cdot \frac{1,9m}{0,0381m} \cdot \frac{(0,7925m/s)^2}{2 \cdot 9,81m/s^2} \\ &= 0,0027 \cdot 49,87 \cdot 0,0320 \\ &= 0,00431m \end{aligned}$$

- Kerugian *head* akibat sambungan elbow 90° pada pipa hisap
Pada pipa hisap terdapat 3 sambungan *elbow* dengan nilai 1,129 didapat dari (lampiran tabel faktor kerugian dan berbagai katub) dan V_2 diperoleh dari perhitungan kecepatan aliran pada sisi hisap.

$$\begin{aligned} hl_1 &= n \cdot k_2 \cdot \frac{V_2^2}{2 \cdot g} \\ &= 3 \cdot 1,129 \cdot \frac{(0,7925m/s)^2}{2 \cdot 9,81m/s^2} \\ &= 3,387 \cdot \frac{0,6281m^2/s^2}{19,62m/s^2} \\ &= 0,11m \end{aligned}$$

- Kerugian *head* pada katup hisap saringan
Kerugian *head* katup hisap pada saringan $k = 1,97$ didapat dari (lampiran tabel faktor kerugian dari berbagai katub) dan V_2 diperoleh dari perhitungan kecepatan aliran pada sisi hisap.

$$\begin{aligned} hl_2 &= k \cdot \frac{V_2^2}{2 \cdot g} \\ &= 1,97 \cdot \frac{(0,7925m/s)^2}{2 \cdot 9,81m/s^2} \\ &= 1,97 \cdot \frac{0,6281m^2/s^2}{19,62m/s^2} \\ &= 0,063m \end{aligned}$$

Jadi kerugian *head* pada sisi pipa hisap keseluruhannya didapat dari:

$$\begin{aligned} hl_i &= hf_1 + hl_1 + hl_2 \\ &= 0,00431m + 0,11m + 0,063m \\ &= 0,177m \end{aligned}$$

- *Head* kerugian gesek pada pipa lurus tekan

$$\begin{aligned} Hf_2 &= F \cdot \frac{L_i}{d} \cdot \frac{V_2^2}{2 \cdot g} \\ &= 0,0027 \cdot \frac{1,9m}{0,0381m} \cdot \frac{(0,7925m/s)^2}{2 \cdot 9,81m/s^2} \\ &= 0,0027 \cdot 49,87 \cdot 0,0320 \\ &= 0,00431m \end{aligned}$$

- Kerugian *head* akibat sambungan elbow 90° pada pipa tekan

$$\begin{aligned} hl_2 &= n \cdot k_2 \cdot \frac{V_2^2}{2 \cdot g} \\ &= 4,1,129 \cdot \frac{(0,7926m/s)^2}{2 \cdot 9,81m/s^2} \\ &= 4,516 \cdot \frac{0,6281m^2/s^2}{19,62m/s^2} \\ &= 0,14m \end{aligned}$$

Jadi kerugian *head* keseluruhan pada pipa tekan adalah :

$$\begin{aligned} hl_t &= hf_2 + hl_2 \\ &= 0,00431m + 0,14m \\ &= 0,15m \end{aligned}$$

- *Head* kerugian keseluruhan pada pipa hisap dan pipa tekan (*hl*)

$$\begin{aligned} hl &= hl_t + hl_i \\ &= 0,15m + 0,177m \\ &= 0,32m \end{aligned}$$

- *Head* total pompa

$$\begin{aligned} \frac{V_2^2}{2 \cdot g} &= \frac{(0,7925m/s)^2}{2 \cdot 9,81m/s^2} \\ &= \frac{0,6281m^2/s^2}{19,62m/s^2} \\ &= 0,032m \end{aligned}$$

Maka :

$$\begin{aligned}
 H &= H_s + \Delta h_p + h_l + \frac{V_2^2}{2 \cdot g} \\
 &= 0,49 + 0 + 0,32 + 0,032 \\
 &= 0,84m
 \end{aligned}$$

7. Daya Hidrolis

Nilai massa jenis air yaitu $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ dan $Q_2 = 0,000896 \text{ m}^3/\text{s}$ diambil dari debit aliran pada sisi tekan $H = 0,84m$ adalah *head* total pompa.

$$\begin{aligned}
 N_h &= \frac{\rho \cdot H \cdot Q_2}{102} \\
 &= \frac{1000 \cdot 0,84m \cdot 0,000896 \text{ m}^3/\text{s}}{102} \\
 &= 0,0073 \text{ Kw}
 \end{aligned}$$

8. Efisiensi Pompa

Dimana $N_h = 0,0073 \text{ Kw}$ diambil dari daya hidrolis dan $N_h = 0,75 \text{ Kw}$ diambil dari spesifikasi *output* pompa.

$$\begin{aligned}
 \eta &= \frac{N_h}{N_m} \times 100\% \\
 &= \frac{0,0073 \text{ Kw}}{0,75 \text{ Kw}} \times 100\% \\
 &= 0,98\%
 \end{aligned}$$

- Kecepatan spesifik turbin

$$\begin{aligned}
 nq &= n \frac{\sqrt{V_2}}{\sqrt[4]{H^{3/4}}} \\
 &= 619,1 \frac{\sqrt{0,7925}}{\sqrt[4]{0,84^{3/4}}} \\
 &= 619,1 \frac{0,8902}{3,17} \\
 &= 173,86 \text{ Rpm}
 \end{aligned}$$

- Persamaan untuk menghitung daya air (P_{in})

$$P_{in} = V_2 \cdot \rho \cdot g \cdot H$$

$$= 0,7925m/s \cdot 1000Kg/m^3 \cdot 9,81m/s^2 \cdot 0,84m$$

$$= 6530,52Watt$$

- Persamaan untuk menghitung daya turbin (P_{out})

$$P_{out} = V \times I$$

$$= 12,65 \times 0$$

$$= 0Watt$$

- Persamaan untuk menghitung efisiensi turbin

$$\eta T = \frac{P_{out}}{P_{in}} \times 100\%$$

$$= \frac{0}{6530,52Watt} \times 100\%$$

$$= 0Watt$$

9. Net Positive Suction Head (NPSH yang tersedia)

$$H_{sv} = \frac{p_a}{\gamma} + \frac{p_v}{\gamma} - Z_i - h_{l_i}$$

$$= \frac{0}{9,98} + \frac{237}{9,98} - 0,38 - 0,177$$

$$= 23,19m$$

- Head kerugian gesek dalam pipa hisap dengan bilangan *reynold* (Q_3)

Untuk mengetahui kerugian gesek dalam pipa (f) maka terlebih dahulu harus mengetahui sifat aliran dengan menggunakan bilangan *reynold* (Re) sebagai berikut :

$$Re = \frac{V_3 \cdot d}{\mu}$$

$$= \frac{0,2377m/s \cdot 0,0381m}{1,307 \cdot 10^{-6} m^2/s}$$

$$= \frac{0,0091m^2/s}{0,000001307m^2/s}$$

$$= 6929,13$$

Maka untuk mencari faktor gesekan dalam pipa hisap :

$$\begin{aligned}
 F &= \frac{64}{\text{Re}} \\
 &= \frac{64}{6929,13} \\
 &= 0,0092
 \end{aligned}$$

- *Head* kerugian gesek pada pipa lurus hisap

Untuk mengetahui kerugian gesek antara dinding pipa pada aliran fluida dengan menggunakan rumus *Darcy*, dimana *f* adalah faktor gesek pada pipa hisap $L_i = 1,9m$ panjang pipa pada sisi hisap $V_2 = 0,2377m/s$ diperoleh dari perhitungan kecepatan aliran fluida pada sisi hisap, dan $d = 0,0381m$ diameter pipa.

$$\begin{aligned}
 Hf_1 &= F \cdot \frac{L_i}{d} \cdot \frac{V_2^2}{2 \cdot g} \\
 &= 0,0092 \cdot \frac{1,9m}{0,0381m} \cdot \frac{(0,2377m/s)^2}{2 \cdot 9,81m/s^2} \\
 &= 0,0092 \cdot 49,87 \cdot 0,00288 \\
 &= 0,00132m
 \end{aligned}$$

- Kerugian *head* akibat sambungan elbow 90° pada pipa hisap

Pada pipa hisap terdapat 3 sambungan *elbow* dengan nilai 1,129 didapat dari (lampiran tabel faktor kerugian dan berbagai katub) dan V_3 diperoleh dari perhitungan kecepatan aliran pada sisi hisap.

$$\begin{aligned}
 hl_1 &= n \cdot k_2 \cdot \frac{V_3^2}{2 \cdot g} \\
 &= 3 \cdot 1,129 \cdot \frac{(0,2377m/s)^2}{2 \cdot 9,81m/s^2} \\
 &= 3,387 \cdot \frac{0,0565m^2/s^2}{19,62m/s^2} \\
 &= 0,0098m
 \end{aligned}$$

- Kerugian *head* pada katup hisap saringan

Kerugian *head* katup hisap pada saringan $k = 1,97$ didapat dari (lampiran tabel faktor kerugian dari berbagai katub) dan V_3 diperoleh dari perhitungan kecepatan aliran pada sisi hisap.

$$\begin{aligned}
 hl_2 &= k \frac{V_3^2}{2 \cdot g} \\
 &= 1,97 \frac{(0,2377 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2} \\
 &= 1,97 \frac{0,0565 \text{ m}^2 / \text{s}^2}{19,62 \text{ m/s}^2} \\
 &= 0,0057 \text{ m}
 \end{aligned}$$

Jadi kerugian *head* pada sisi pipa hisap keseluruhannya didapat dari:

$$\begin{aligned}
 hl_i &= hf_1 + hl_1 + hl_2 \\
 &= 0,00132 \text{ m} + 0,0098 \text{ m} + 0,0057 \text{ m} \\
 &= 0,017 \text{ m}
 \end{aligned}$$

- *Head* kerugian gesek pada pipa lurus tekan

$$\begin{aligned}
 Hf_2 &= F \cdot \frac{L_i}{d} \cdot \frac{V_3^2}{2 \cdot g} \\
 &= 0,0092 \cdot \frac{1,9 \text{ m}}{0,0381 \text{ m}} \cdot \frac{(0,2377 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2} \\
 &= 0,0092 \cdot 49,87 \cdot 0,00288 \\
 &= 0,00132 \text{ m}
 \end{aligned}$$

- Kerugian *head* akibat sambungan elbow 90° pada pipa tekan

$$\begin{aligned}
 hl_2 &= n \cdot k_2 \frac{V_3^2}{2 \cdot g} \\
 &= 4,1129 \frac{(0,2377 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2} \\
 &= 4,516 \frac{0,0565 \text{ m}^2 / \text{s}^2}{19,62 \text{ m/s}^2} \\
 &= 0,013 \text{ m}
 \end{aligned}$$

Jadi kerugian *head* keseluruhan pada pipa tekan adalah :

$$\begin{aligned}
 hl_t &= hf_2 + hl_2 \\
 &= 0,00132 \text{ m} + 0,013 \text{ m} \\
 &= 0,014 \text{ m}
 \end{aligned}$$

- *Head* kerugian keseluruhan pada pipa hisap dan pipa tekan (*hl*)

$$\begin{aligned}
 hl &= hl_t + hl_i \\
 &= 0,014 \text{ m} + 0,017 \text{ m} \\
 &= 0,031 \text{ m}
 \end{aligned}$$

- *Head* total pompa

$$\begin{aligned}\frac{V_3^2}{2.g} &= \frac{(0,2377m/s)^2}{2.9,81m/s^2} \\ &= \frac{0,0565m^2/s^2}{19,62m/s^2} \\ &= 0,003m\end{aligned}$$

Maka :

$$\begin{aligned}H &= H_s + \Delta hp + hl + \frac{V_2^2}{2.g} \\ &= 0,49 + 0 + 0,031 + 0,003 \\ &= 0,52m\end{aligned}$$

10. Daya Hidrolis

Nilai massa jenis air yaitu $\rho = 1000kg/m^3$ dan $Q_3 = 0,000269m^3/s$ diambil dari debit aliran pada sisi tekan $H = 0,52m$ adalah *head* total pompa.

$$\begin{aligned}N_h &= \frac{\rho.H.Q_3}{102} \\ &= \frac{1000.0,52m.0,000269m^3/s}{102} \\ &= 0,0014Kw\end{aligned}$$

11. Efisiensi Pompa

Dimana $N_h = 0,0014Kw$ diambil dari daya hidrolis dan $N_h = 0,75Kw$ diambil dari spesifikasi *output* pompa.

$$\begin{aligned}\eta &= \frac{N_h}{N_m} \times 100\% \\ &= \frac{0,0014Kw}{0,75Kw} \times 100\% \\ &= 0,18\%\end{aligned}$$

- Kecepatan spesifik turbin

$$\begin{aligned}
 nq &= n \frac{\sqrt{V_3}}{\sqrt[4]{H^{3/4}}} \\
 &= 619,1 \frac{\sqrt{0,2377}}{\sqrt[4]{0,52^{3/4}}} \\
 &= 619,1 \frac{0,4875}{2,5} \\
 &= 120,73 \text{Rpm}
 \end{aligned}$$

- Persamaan untuk menghitung daya air (P_{in})

$$\begin{aligned}
 P_{in} &= V_3 \cdot \rho \cdot g \cdot H \\
 &= 0,2377 \text{m} / \text{s} \cdot 1000 \text{Kg} / \text{m}^3 \cdot 9,81 \text{m} / \text{s}^2 \cdot 0,52 \text{m} \\
 &= 1212,55 \text{Watt}
 \end{aligned}$$

- Persamaan untuk menghitung daya turbin (P_{out})

$$\begin{aligned}
 P_{out} &= V \times I \\
 &= 12,65 \times 0 \\
 &= 0 \text{Watt}
 \end{aligned}$$

- Persamaan untuk menghitung efisiensi turbin

$$\begin{aligned}
 \eta T &= \frac{P_{out}}{P_{in}} \times 100\% \\
 &= \frac{0}{1212,55 \text{Watt}} \times 100\% \\
 &= 0 \text{Watt}
 \end{aligned}$$

12. Net Positive Suction Head (NPSH yang tersedia)

$$\begin{aligned}
 H_{sv} &= \frac{P_a}{\gamma} + \frac{P_v}{\gamma} - Z_i - h_{l_i} \\
 &= \frac{0}{9,98} + \frac{237}{9,98} - 0,38 - 0,017 \\
 &= 23,35 \text{m}
 \end{aligned}$$

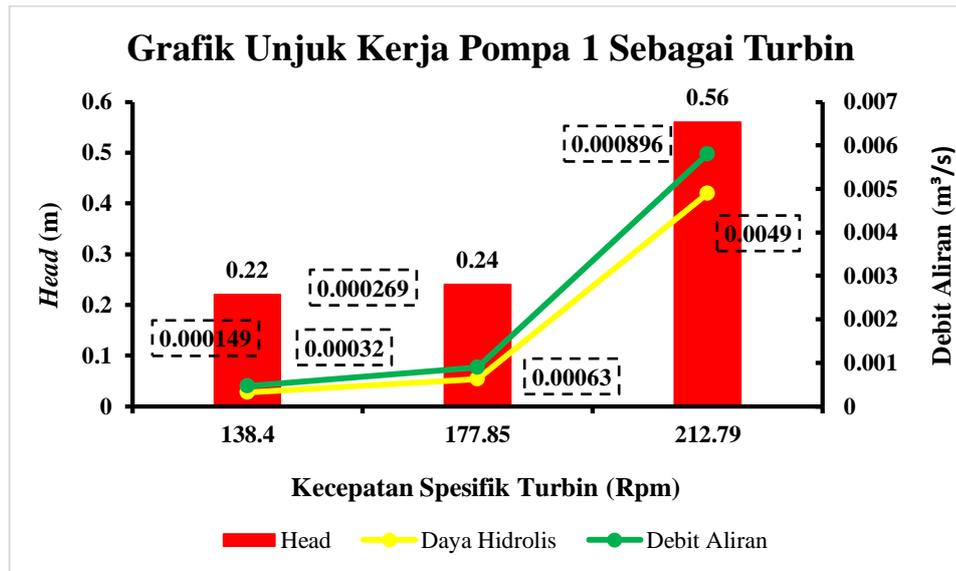
4.4. Data grafik hasil unjuk kerja pompa sebagai turbin

1. Data hasil pengujian pompa 1 dengan *head* statis total 0,21m

Tabel 4.1 Data hasil pengujian pompa 1 dengan *head* statis total 0,21m

(Q_1, Q_2, Q_3)

Debit Aliran $Q (m^3 / s)$	Kecepatan Aliran $V (m / s)$	Head $H (m)$	Kecepatan Spesifik Turbin $nq (Rpm)$	Net Positive Suction Head $H_{SV} (m)$	Efisiensi Pompa $\eta (%)$	Daya Hidrolis $N_h (Kw)$
0,000149	0,1318	0,22	138,4	23,30	0,042	0,00032
0,000896	0,7925	0,56	212,79	23,13	0,65	0,0049
0,000269	0,2377	0,24	177,85	23,29	0,084	0,00063



Gambar 4.8 grafik unjuk kerja pompa 1 dengan head statis total 0,21m

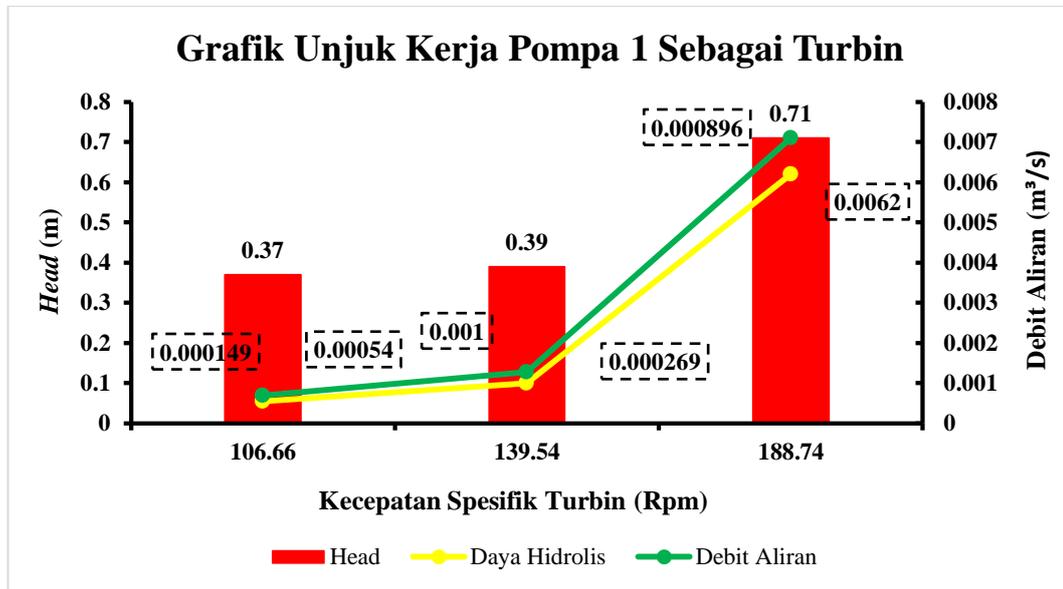
Gambar 4.8 menunjukkan data hasil pengujian yang dilakukan terhadap pompa 1 dengan data head statis total $H_s = 0,21m$, pada pengujian ini nilai tertinggi untuk debit aliran $Q_2 = 0,000896m^3 / s$, kecepatan spesifik turbin tertinggi $nq = 212,79Rpm$, net positive suction head tertinggi $H_{SV} = 23,30m$, efisiensi pompa tertinggi $\eta = 0,65\%$, dan daya hidrolis tertinggi $N_h = 0,00063Kw$.

2. Data hasil pengujian pompa 1 dengan head statis total 0,36m

Tabel 4.2 Data hasil pengujian pompa 1 dengan head statis total 0,36m (Q_1, Q_2, Q_3)

Debit Aliran	Kecepatan Aliran $V (m / s)$	Head $H (m)$	Kecepatan Spesifik Turbin	Net Positive Suction Head	Efisiensi Pompa $\eta (%)$	Daya Hidrolis
--------------	---------------------------------	-----------------	---------------------------	---------------------------	-------------------------------	---------------

$Q (m^3/s)$	$nq (Rpm)$	$H_{SV} (m)$	$N_h (Kw)$
0,000149	106,66	0,37	0,00054
0,000896	188,74	0,71	0,0062
0,000269	139,54	0,39	0,001



Gambar 4.9 grafik unjuk kerja pompa 1 dengan head statis total 0,36m

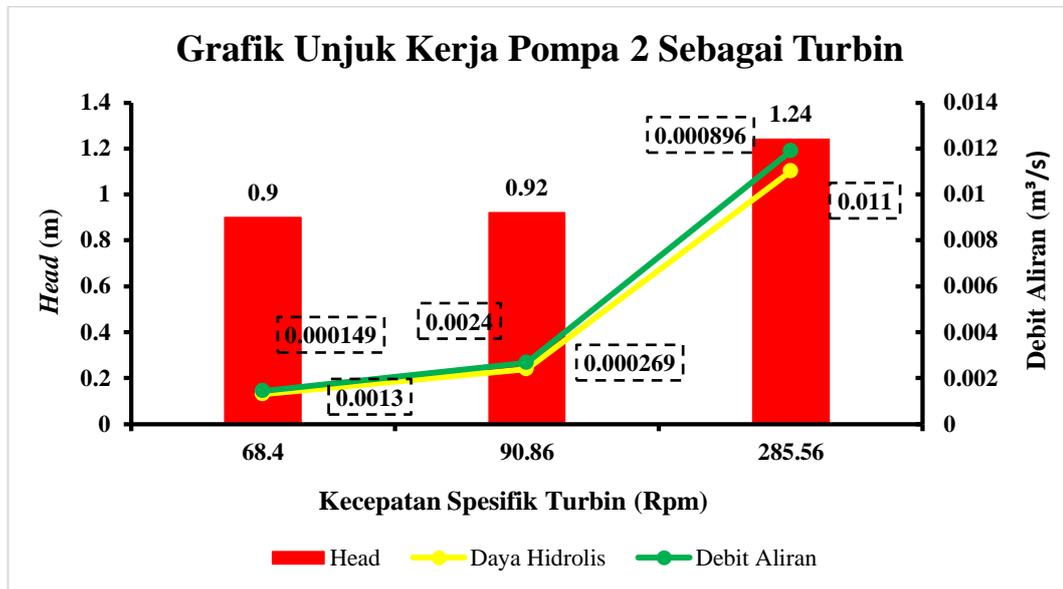
Gambar 4.9 menunjukkan data hasil pengujian yang dilakukan terhadap pompa 1 dengan data head statis total $H_s = 0,36m$, pada pengujian ini nilai tertinggi untuk debit aliran $Q_2 = 0,000896m^3/s$, kecepatan spesifik turbin tertinggi $nq = 188,74Rpm$, net positive suction head tertinggi $H_{SV} = 23,30m$, efisiensi pompa tertinggi $\eta = 0,83\%$, dan daya hidrolis tertinggi $N_h = 0,0062Kw$

3. Data hasil pengujian pompa 2 dengan head statis total 0,89m

Tabel 4.3 Data hasil pengujian pompa 2 dengan head statis total 0,89m (Q_1, Q_2, Q_3)

Debit Aliran $Q (m^3/s)$	Kecepatan Aliran $V (m/s)$	Head $H (m)$	Kecepatan Spesifik Turbin $nq (Rpm)$	Net Positive Suction Head $H_{SV} (m)$	Efisiensi Pompa $\eta (%)$	Daya Hidrolis $N_h (Kw)$
0,000149	0,1318	0,90	68,40	22,76	0,17	0,0013

0,000896	0,7925	1,24	285,56	22,59	1,45	0,011
0,000269	0,2377	0,92	90,86	22,75	0,32	0,0024



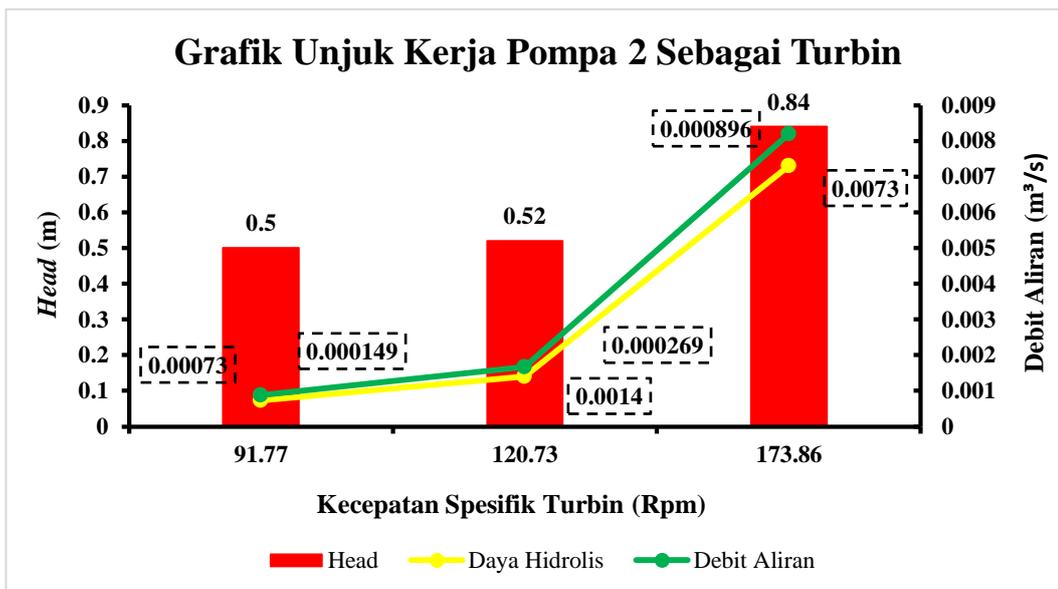
Gambar 4.10 grafik unjuk kerja pompa 2 dengan *head* statis total 0,89m

Gambar 4.10 menunjukkan data hasil pengujian yang dilakukan terhadap pompa 2 dengan data *head* statis total $H_s = 0,89m$, pada pengujian ini nilai tertinggi untuk debit aliran $Q_2 = 0,000896m^3/s$, kecepatan spesifik turbin tertinggi $nq = 285,56Rpm$, *net positive suction head* tertinggi $H_{SV} = 22,76m$, efisiensi pompa tertinggi $\eta = 1,45\%$, dan daya hidrolis tertinggi $N_h = 0,011Kw$.

4. Data hasil pengujian pompa 2 dengan *head* statis total 0,49m

Tabel 4.4 Data hasil pengujian pompa 2 dengan *head* statis total 0,49m (Q_1, Q_2, Q_3)

Debit Aliran $Q (m^3/s)$	Kecepatan Aliran $V (m/s)$	<i>Head</i> $H (m)$	Kecepatan Spesifik Turbin $nq (Rpm)$	<i>Net Positive Suction Head</i> $H_{SV} (m)$	Efisiensi Pompa $\eta (%)$	Daya Hidrolis $N_h (Kw)$
0,000149	0,1318	0,50	91,77	23,36	0,097	0,00073
0,000896	0,7925	0,84	173,86	23,19	0,98	0,0073
0,000269	0,2377	0,52	120,73	23,35	0,18	0,0014



Gambar 4.11 grafik unjuk kerja pompa 2 dengan *head* statis total 0,49m
 Gambar 4.11 menunjukkan data hasil pengujian yang dilakukan terhadap pompa 2 dengan data *head* statis total $H_s = 0,49m$, pada pengujian ini nilai tertinggi untuk debit aliran $Q_2 = 0,000896m^3/s$, kecepatan spesifik turbin tertinggi $nq = 173,86Rpm$, *net positive suction head* tertinggi $H_{SV} = 23,36m$, efisiensi pompa tertinggi $\eta = 0,98\%$, dan daya hidrolis tertinggi $N_h = 0,0073 Kw$.

BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari hasil yang didapat pada penelitian pompa sebagai turbin (PAT), dapat disimpulkan beberapa hal sebagai berikut :

1. Dari hasil perhitungan yang dilakukan maka didapatkan data unjuk kerja pompa sebagai turbin, pompa 1 dengan *head* statis total $H_s = 0,21m$, pada pengujian ini nilai tertinggi untuk debit aliran $Q_2 = 0,000896m^3 / s$, kecepatan spesifik turbin tertinggi $nq = 212,79Rpm$, *net positive suction head* tertinggi $H_{sv} = 23,30m$, efisiensi pompa tertinggi $\eta = 0,65\%$, dan daya hidrolis tertinggi $N_h = 0,00063Kw$.
2. Pompa 1 dengan *head* statis total $H_s = 0,36m$, pada pengujian ini nilai tertinggi untuk debit aliran $Q_2 = 0,000896m^3 / s$, kecepatan spesifik turbin tertinggi $nq = 188,74Rpm$, *net positive suction head* tertinggi $H_{sv} = 23,30m$, efisiensi pompa tertinggi $\eta = 0,83\%$, dan daya hidrolis tertinggi $N_h = 0,0062Kw$.
3. Pompa 2 dengan *head* statis total $H_s = 0,89m$, pada pengujian ini nilai tertinggi untuk debit aliran $Q_2 = 0,000896m^3 / s$, kecepatan spesifik turbin tertinggi $nq = 285,56Rpm$, *net positive suction head* tertinggi $H_{sv} = 22,76m$, efisiensi pompa tertinggi $\eta = 1,45\%$, dan daya hidrolis tertinggi $N_h = 0,011Kw$.
4. Pompa 2 dengan *head* statis total $H_s = 0,49m$, pada pengujian ini nilai tertinggi untuk debit aliran $Q_2 = 0,000896m^3 / s$, kecepatan spesifik turbin tertinggi $nq = 173,86Rpm$, *net positive suction head* tertinggi $H_{sv} = 23,36m$, efisiensi pompa tertinggi $\eta = 0,98\%$, dan daya hidrolis tertinggi $N_h = 0,0073Kw$.

5.2 Saran

Beberapa saran yang penting untuk peneliti yang ingin melanjutkan penelitian tentang pompa sebagai turbin ini atau yang ingin mengembangkan penelitian ini :

1. Melakukan penelitian dengan jenis spesifikasi pompa yang berbeda.
1. Melakukan penelitian dengan impeler yang berbeda agar dapat dilihat perbandingan efisiensi serta putaran spesifiknya.

DAFTAR PUSTAKA

- Baumgarten, S., & Guder, W. 2011. *Pump As Turbines*. KSB Aktiengesellschaft.
- Chris Greace, *Project report-Huai Kra Thing Micro-Hydro project*, 2006
- D. F., & D. S. 2009. *Turbin, Pompa, dan Kompresor*. Jakarta: Erlangga.
- Derakhshan, S., & Nourbakhsh, A. 2008. *Experimental study of characteristic curves of centrifugal pumps working as turbines in different specific speeds*. *Experimental thermal and fluid science*, 800-807.
- Digilib.polban.ac.id/files/disk1/71/jbptppolban-gdlaseparifnu-Pump As Turbine. (Diakses 12 November 2019)
- Fritz Dietzel, *Turbin Pompa dan Kompresor*, cetakan ke-5, Penerbit Erlangga, Jakarta, 1996
- Himsar Ambarita, 2011. *Kajian Eksperimental Performansi Pompa Dengan Kapasitas 1,25 m³/menit Head 12 m Jika Dioperasikan Sebagai Turbin*, Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknik USU, Medan, Sumatera Utara.
- JM Chapallaz, P. Einchenberger, G. Fischer, *Manual Pompa digunakan sebagai Turbines*, Vieweg, Braunschweig, 1992.
- Kurniawan, I. 2014. *Kajian Eksperimental dan Numerikal Turbin Air Helikal Gorlov Untuk Twist Angle 60 dan 120*. *Jurnal Teknobiologi* V (1): 7.
- Made Suarda, Nengah Suarnadwipa dan Wayan Bandem Adnyana, *Experimental Work on Modification of Impeller Tips of Centrifugal Pump as a Turbine*, Udayana University Denpasar, Bali
- Sembiring, N. 2015. *Jenis-jenis Turbin dan Fungsinya beserta gambar*. Retrieved from Gaya Pada Bidang Miring: <http://Blogbirink.blogspot.co.id/2015/11/jenis-jenis-turbin-beserta-fungsinya.html>
- Sularso, Haruo Tahara, 2000. *Pompa & Kompresor, pemilihan, pemakaian, dan pemeliharaan*, cetakan ketujuh, jakarta. Pradnya Paramita.
- Surya Agus Pratama, 2017. *Analisa Kinerja Aliran Fluida Pada Pompa Sentrifugal Dengan Variasi Panjang Sudu Impeller*. *Jurnal Teknik Mesin*, Medan: Program Studi Teknik Mesin, UMSU.
- Syafrianto, R. 2014. *Jenis-Jenis Pompa Berdasarkan Cara Kerjanya Mengalirkan Fluida*. Retrieved from Proses Industri:

<http://www.prosesindustri.com/2014/12/jenis-jenis-pompa-berdasarkancara-kerjanya-mengalirkan-fluida.html>.

- Teli Handayani, 2007. *Prestasi Pompa Sentrifugal Dengan Impeller Tertutup Sebagai Turbin Air*, Laporan Tugas Akhir, Yogyakarta: Program Studi Teknik Mesin, Universitas Sanata Dharma Yogyakarta.
- Teuteberg, B. H. 2011. *Design of a Pump-As-Turbine Microhydro System for an Abalone Farm*. Universiteit Stellenbosch University
- William, A. 1995. *Pump's As Turbine A user's Guide*. North Yorkshire : Russel Press, Ltd.
- Yuliani, 2017. *Analisa Perbandingan Kinerja Pompa Sentrifugal Dengan Pengaturan Buka-an Katup*, Jurnal Sainstek STT Pekan baru, Vol 5, No 2.

