

TUGAS SARJANA
KONVERSI ENERGI
ANALISA KINERJA ALIRAN FLUIDA PADA POMPA
SENTRIFUGAL DENGAN VARIASI DIAMETER IMPELLER

*Diajukan Sebagai Syarat Untuk Memperoleh Gelar Sarjana Teknik (S.T)
Program Studi Teknik Mesin Fakultas Teknik
Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara*

Disusunoleh :

NAMA : IWAN RIZKA RIYANTO

NPM : 1307230226



PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATERA UTARA
MEDAN
2018

LEMBAR PENGESAHAN - I

**TUGAS SARJANA
KONVERSI ENERGI**

**ANALISA KINERJA ALIRAN FLUIDA PADA POMPA
SENTRIFUGAL DENGAN VARIASI DIAMETER
IMPELLER**

Disusun Oleh :

IWAN RIZKA RIYANTO

1307230226

Diperiksa dan Disetujui Oleh :

Pembimbing – I



(Munawar Alfansury Srg, S.T.,M.T)

Pembimbing – II



(H. Muharnif M. S.T., M.Sc)

Diketahui oleh :

Ka. Program Studi Teknik Mesin



**PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATERA UTARA
MEDAN
2018**

LEMBAR PENGESAHAN - II

TUGAS SARJANA

KONVERSI ENERGI

**ANALISA KINERJA ALIRAN FLUIDA PADA POMPA
SENTRIFUGAL DENGAN VARIASI DIAMETER
IMPELLER**

Disusun Oleh :

IWAN RIZKA RIYANTO

1307230226

**Telah diperiksa dan diperbaiki
Pada seminar tanggal 20 Januari 2018**

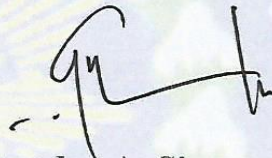
Disetujui Oleh :

Pembanding – I



Khairul Umurani, S.T., M.T)

Pembanding – II



(Chandra A. Siregar, S.T., M.T)

Diketahui oleh :

Ka. Program Studi Teknik Mesin



**PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATERA UTARA
MEDAN
2018**



**MAJELIS PENDIDIKAN TINGGI MUHAMMADIYAH
UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATERA UTARA
FAKULTAS TEKNIK
PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN**

Pusat Administrasi: Jalan Kapten Mukhtar Basri No.3 Telp. (061) 6611233 – 6624567 –
6622400 – 6610450 – 6619056 Fax. (061) 6625474 Medan 20238
Website : <http://www.umsu.ac.id>

**DAFTAR SPESIFIKASI
TUGAS SARJANA**

Nama Mahasiswa : Iwan Rizka Riyanto

NPM : 1307230226

Semester : IX (Sembilan)

SPESIFIKASI :

**ANALISA KINERJA ALIRAN FLUIDA PADA POMPA SENTRIFUGAL
DENGAN VARIASI DIAMETER IMPELLER**

Diberikan Tanggal : 15 Juli 2017

Selesai Tanggal : 8 Februari 2018

Asistensi : 1 Minggu Sekali

Tempat Asistensi : Di Kampus dan di rumah bapak Munawar A. Siregar, S.T, M.T

Medan, Januari 2018

Diketahui oleh :

Ka. Program Studi Teknik Mesin

Dosen Pembimbing – I



(Munawar A. Siregar, S.T, M.T)



MAJELIS PENDIDIKAN TINGGI MUHAMMADIYAH
UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATERA UTARA
FAKULTAS TEKNIK
PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN

Pusat Administrasi: Jalan Kapten Mukhtar Basri No.3 Telp. (061) 6611233 – 6624567 –
6622400 – 6610450 – 6619056 Fax. (061) 6625474 Medan 20238
Website : <http://www.umsu.ac.id>

Bila menjawab surat ini agar disebutkan nomor dan tanggalnya

DAFTAR HADIR ASISTENSI
TUGAS SARJANA

NAMA : Iwan Rizka Riyanto
NPM : 1307230226

PEMBIMBING – I : Munawar Alfansury Siregar, S.T.,M.T.
PEMBIMBING – II : H. Muharnif M, S.T.,M.Sc

NO	Hari / Tanggal	Uraian	Paraf
1.	Selasa 25/7-17	Susun BAB I s/d III	<i>[Signature]</i>
2.	Rabu 2/8-17	Perbaiki latar belakang, tji Batasan masalah sesuai judul	<i>[Signature]</i>
3.	Selasa 8/8-17	Carjutan ke Pembung II	<i>[Signature]</i>
4.	Kamis 10/8-17	Perbaiki perhitungan Dimensi	<i>[Signature]</i>
5.	Senin 20/8-17	Perbaiki Perhitungan	<i>[Signature]</i>
6.	Senin 18/9-17	Perbaiki perhitungan head, Efisiensi dan daya Pompa.	<i>[Signature]</i>
7.	Selasa 19/9-17	Perbaiki Grafik. Pembahasan:	<i>[Signature]</i>
8.	2/10-2017	Acc di sunnarka	<i>[Signature]</i>

SURAT PERNYATAAN KEASLIAN TUGAS SARJANA

Saya yang bertanda tangan dibawah ini :

Nama : IWAN RIZKA RIYANTO
Tempat/Tgl Lahir : Aceh tengah, 21 September 1995
NPM : 1307230226
Bidang Keahlian : Konversi Energi
Program Studi : Teknik Mesin
Fakultas : Teknik, Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara
(UMSU)

Menyatakan dengan sesungguhnya dan sejujurnya, bahwa laporan tugas sarjana (skripsi) saya ini yang berjudul :

**“ANALISA KINERJA ALIRAN FLUIDA PADA POMPA SENTRIFUGAL
DENGAN VARIASI DIAMETER IMPELLER”**

Bukan merupakan plagiarisme, pencurian hasil karya milik orang lain, hasil kerja orang lain untuk kepentingan saya karena hubungan material maupun non material, ataupun segala kemungkinan yang lain, yang pada hakekatnya bukan merupakan karya tulis tugas akhir saya secara orisinil dan otentik.

Bila kemudian hari diduga kuat ada ketidak sesuaian antara fakta dengan kenyataan ini, saya bersedia diproses oleh tim Fakultas yang dibentuk untuk verifikasi, dengan sanksi terberat berupa pembatalan kelulusan/kesarjanaan 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, 1 Januari 2018

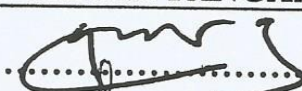
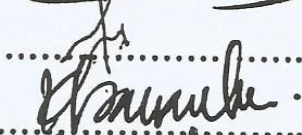

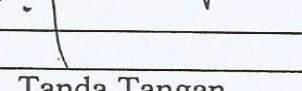
Saya yang menyatakan,

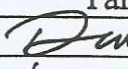
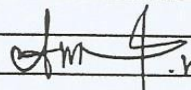




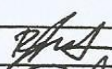
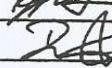


IWAN RIZKA RIYANTO

**DAFTAR HADIR SEMINAR
TUGAS AKHIR TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK – UMSU
TAHUN AKADEMIK 2017 – 2018**

Peserta Seminar
 Nama : Iwan Rizka Riyanto
 NPM : 1307230226
 Judul Tugas Akhir : Analisa Kinerja Aliran Fluida Pada Pompa Sentrifugal Dengan Variasi Diameter Impeller.

DAFTAR HADIR			TANDA TANGAN
Pembimbing – I	: Munawar A Siregar.S.T.M.T	:	
Pembimbing – II	: H.Muharnif.S.T.M.Sc	:	
Pemanding – I	: Khairul Umurani.S.T.M.T	:	
Pemanding – II	: Chandra A Siregar.S.T.M.T	:	

No	NPM	Nama Mahasiswa	Tanda Tangan
1	1307230181	DWI Septian	
2	1307230229	Arbar Kelana	
3	1307230836	DEDDY SETIawan	
4	1307230035	Ahmat Panggabean	
5	1307230286	DEDI SURYADI	
6	1307230270	Muhammad Fudhi	
7	1307230320	BILLI ARDIFA	
8	1307230297	ABDUR RAHMAN R. LUBIS	
9			
10			

Medan, 02 Djm.Awal 1439 H
20 Januari 2018 M

Ketua Prodi. T Mesin



**DAFTAR EVALUASI SEMINAR FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATERA UTARA**

NAMA : Iwan Rizka Riyanto
NPM : 1307230226
Judul T.Akhir : Analisa Kinerja Aliran Fluida Pada Pompa Sentrifugal Dengan Variasi Diameter Impeller.

Dosen Pembimbing – I : Munawar A Siregar.S.T.M.T
Dosen Pembimbing – II : H.Muharnif.S.T.M.Sc
Dosen Pemanding - I : Khairul Umurani.S.T.M.T
Dosen Pemanding - II : Chandra A Siregar.S.T.M.T

KEPUTUSAN

1. Baik dapat diterima ke sidang sarjana (collogium)
2. Dapat mengikuti sidang sarjana (collogium) setelah selesai melaksanakan perbaikan antara lain :

.....
Jiluet Catalo pada Sarjana
.....

3. Harus mengikuti seminar kembali
Perbaikan :

.....
.....
.....
.....

Medan 02 Djum.Awal 1439H
20 Januari 2018 M

Diketahui :
Ketua Prodi. T.Mesin



Dosen Pemanding- I

Khairul Umurani

Khairul Umurani.S.T.M.T

**DAFTAR EVALUASI SEMINAR FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATERA UTARA**

NAMA : Iwan Rizka Riyanto
NPM : 1307230226
Judul T.Akhir : Analisa Kinerja Aliran Fluida Pada Pompa Sentrifugal Dengan Variasi Diameter Impeller.

Dosen Pembimbing – I : Munawar A Siregar.S.T.M.T
Dosen Pembimbing – II : H.Muharnif.S.T.M.Sc
Dosen Pemanding - I : Khairul Umurani.S.T.M.T
Dosen Pemanding - II : Chandra A Siregar.S.T.M.T

KEPUTUSAN

1. Baik dapat diterima ke sidang sarjana (collogium)
2. Dapat mengikuti sidang sarjana (collogium) setelah selesai melaksanakan perbaikan antara lain :

...lihat.....bukan.....Djms.....Semj.....
.....
.....

3. Harus mengikuti seminar kembali
Perbaikan :

.....
.....
.....

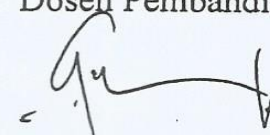
Medan 02 Djum.Awal 1439H
20 Januari 2018 M

Diketahui :
Ketua Prodi. T.Mesin



Affandi.S.T

Dosen Pemanding- II


Chandra A Siregar.S.T.M.T

ABSTRAK

Analisa kinerja aliran fluida pada pompa sentrifugal dilakukan secara eksperimental dengan melakukan serangkaian pengujian variasi diameter impeller pompa yang meliputi debit air, head, dan daya pompa. Penelitian ini menggunakan tiga variasi impeller pompa yang berdiameter 110 mm, 115mm, dan 120mm. Untuk mengukur tekanan pipa pada sisi *suction* dan *discharge* digunakan manometer U air raksa, untuk mengukur debit aliran digunakan *flowmeter sensor* sedangkan untuk mendesain impeller menggunakan proses pengecoran dengan bahan alumunium. Hasil penelitian menunjukkan jika semakin besar diameter impeller maka debit, head dan efisiensi semakin meningkat. Hal ini disebabkan karna tidak terdapatnya sela-sela di antara diameter impeller dengan dinding luar casing volute sehingga fluida dapat mengakses ke seluruh bagian casing volute dan terkirim ke discharge pompa akan semakin meningkat dan penghantaran aliran menjadi lebih maksimum. Dari hasil pengamatan yang telah dilakukan setelah melakukan pengujian diketahui bahwa dari variasi diameter impeller tersebut yang paling bagus (*efektif*) adalah impeller yang ber diameter 120 mm.

Kata Kunci: Pompa sentrifugal, Impeller, Aliran fluida

KATA PENGANTAR



Assalamualaikum Warahmatullahi Wabarakatuh.

Puji dan syukur Alhamdulillah penulis panjatkan kehadiran Allah SWT yang telah memberikan rahmat dan karunia-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Sarjana ini dengan baik. Tugas Sarjana ini merupakan tugas akhir bagi mahasiswa Fakultas Teknik Program Studi Teknik Mesin Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara dalam menyelesaikan studinya, untuk memenuhi syarat tersebut penulis dengan bimbingan dari para Dosen Pembimbing merencanakan sebuah “Analisa Kinerja Aliran Fluida Pada Pompa Sentrifugal Dengan Variasi Diameter Impeller”.

Shalawat serta salam penulis sampaikan kepada Nabi Muhammad SAW yang telah membawa umat muslim dari alam kegelapan menuju alam yang terang menderang. Semoga kita mendapat syafa'atnya di yaumul akhir kelak amin yarabbal alamin.

Penulis menyadari bahwa Tugas Akhir ini masih jauh dari kesempurnaan dan masih banyak kekurangan baik dalam kemampuan pengetahuan dan penggunaan bahasa. Untuk itu penulis mengharapkan kritik dan saran yang membangun dari pembaca.

Dalam penulisan Tugas Sarjana ini, penulis banyak mendapat bimbingan, masukan, pengarahan dari Dosen Pembimbing serta bantuan moril maupun material dari berbagai pihak sehingga pada akhirnya penulis dapat menyelesaikan tugas sarjana ini.

Pada kesempatan ini penulis ingin mengucapkan rasa terima kasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Kedua orang tua tercinta, Ayahanda Pairan dan Ibunda Sumarni yang telah banyak memberikan kasih sayang, nasehatnya, doanya, serta pengorbanan yang tidak dapat ternilai dengan apapun itu kepada penulis selaku anak yang di cintai dalam melakukan penulisan Tugas Sarjana ini.
2. Bapak Munawar Alfansury Siregar, S.T., M.T selaku Dosen Pembimbing I Tugas Sarjana ini dan selaku wakil Dekan I Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.
3. Bapak H. Muharnif M, S.T., M.Sc selaku Dosen Pembimbing II Tugas Sarjana ini.
4. Bapak Khairul Umurani, S.T., M.T., selaku Dosen Pembimbing I Tugas Sarjana ini dan selaku Wakil Dekan III Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.
5. Bapak Chandra A. Siregar, S.T., M.T selaku Dosen Pembimbing II Tugas Sarjana ini.

6. Bapak Affandi, S.T selaku Ketua Program Studi Teknik Mesin Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.
7. Seluruh Dosen dan Staff Pengajar di Program Studi Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara yang telah banyak memberikan masukan dan dorongan dalam menyelesaikan Tugas Sarjana ini.
8. Seluruh rekan-rekan seperjuangan mahasiswa Program Studi Teknik Mesin khususnya kelas A2 Siang dan B2 Siang yang telah banyak membantu dan memberikan semangat kepada penulis dengan memberikan masukan-masukan yang bermanfaat selama proses perkuliahan maupun dalam penulisan Tugas Sarjana ini.
9. Seluruh rekan-rekan seperjuangan khususnya Yasri gayo, sanjela Anak teves, Ardiansyah, Mahdan Pasmiko Ara, Wen Melapuk, Mukhlis, Riski. Yang tak pernah berhenti memberikan Suport.
10. Dan Khlara Octafrilidya yang selalu mendukung dan memberikan motivasi selama proses perkuliahan maupun dalam penulisan tugas sarjana.

Penulis menyadari bahwa Tugas Sarjana ini masih jauh dari kata sempurna dan tidak luput dari kekurangan, karena itu dengan senang hati dan penuh lapang dada penulis menerima segala bentuk kritik dan saran dari pembaca yang sifatnya membangun demi kesempurnaan penulisan Tugas Sarjana ini.

Akhir kata penulis mengharapkan semoga Tugas Sarjana ini dapat bermanfaat bagi kita semua dan semoga Allah SWT selalu merendahkan hati atas segala pengetahuan yang kita miliki. Amin ya rabbal alamin.

Wassalamualaikum Warahmatullahi Wabarakatuh.

Medan, 1 Januari 2018

Penulis



IWAN RIZKA RIYANTO

1307230226

DAFTAR ISI

Halaman

LEMBAR PENGESAHAN I	
LEMBAR PENGESAHAN II	
LEMBAR SPESIFIKASI TUGAS SARJANA	
LEMBAR ASISTENSI TUGAS SARJANA	
LEMBAR PERNYATAAN KEASLIAN TUGAS SARJANA	
ABSTRAK	i
KATA PENGANTAR	ii
DAFTAR ISI	iv
DAFTAR GAMBAR	vii
DAFTAR TABEL	ix
DAFTAR SIMBOL	x
BAB 1 PENDAHULUAN	1
1.1. Latar Belakang	1
1.2. Rumusan Masalah	2
1.3. Batasan Masalah	2
1.4. Tujuan Penelitian	3
1.4.1. Tujuan Umum	3
1.4.2. Tujuan Khusus	3
1.5. Manfaat Penelitian	3
1.6. sistematika Penulisan	4
BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA	5
2.1.Pompa Sentrifugal	5
2.2.impeller	6
2.2.1. Jenis-jenis impeler	7
2.2.2. Arah Aliran Keluar Impeller	8
2.3.Pengertian fluida	9
2.3.1.Aliran Fluida Dalam Pipa	9
2.4. Head	10
2.5. Kinerja Aliran Fluida	11
2.5.1. Debit Air	12
2.5.2.Kecepatan Aliran	12
2.5.3. Tekanan Hidrostatik	12
2.6. Segitiga Kecepatan	13
2.7. Putaran Spesifik	15
2.8.Perhitungan Head	16
2.8.1. Head Total Pompa	16
2.8.2. Head Statis Total	17
2.8.3. Head Kerugian Gesek Untuk Zat Cair Di Dalam Pipa	17
2.8.4. Kerugian head pada sambungan elbow 90° pada pipa	19
2.8.5. Kerugian head pada katub isap dengan saringan	19
2.9. Daya hidrolis	19
2.10. Efisiensi Pompa	20

2.11. Daya Pompa Sentrifugal	20
2.12. NPSH	20
2.13. Pelukisan Sudu Impeller	21
BAB 3 METODE PENELITIAN	23
3.1. Diagram Alir Penelitian	23
3.2. Tempat dan Waktu Penelitian	24
3.3.1. Spesifikasi Pompa	25
3.3.2. Spesifikasi Impeller	25
3.3. Alat dan Bahan	26
3.4. Desain Alat	33
3.5. Skema rangkaian flowmeter sensor dengan arduino uno	34
3.6. Pengujian dan teknik pengambilan data	35
BAB 4 ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN	37
4.1. Data Hasil Pengujian	37
4.1.1. Perhitungan pada diameter impeller 110 mm	37
4.1.1.1. Melukis bentuk sudu impeller dengan diameter 110 mm	38
4.1.1.2. Debit air Q	39
4.1.1.3. Kecepatan aliran pada pipa isap	41
4.1.1.4. Kecepatan aliran pada pipa tekan	41
4.1.1.5. Tekanan hidrostatik pada pipa isap	41
4.1.1.6. Tekanan hidrostatik pada pipa tekan	42
4.1.1.7. Nilai kekasaran relatif	42
4.1.1.8. Perhitungan Head	43
4.1.1.9. Daya Hidrolis	51
4.1.1.10. Efisiensi pompa	51
4.1.1.11. Daya Pompa Sentrifugal	51
4.1.1.12. Diameter impeller	52
4.1.1.13. Net Positive Suction Head (NPSH yang tersedia)	52
4.1.1.14. Segitiga kecepatan	52
4.1.2. Perhitungan pada diameter impeller 115 mm	53
4.1.2.1. Melukis bentuk sudu impeller dengan diameter 110 mm	53
4.1.2.2. Debit air Q	55
4.1.2.3. Kecepatan aliran pada pipa isap	56
4.1.2.4. Kecepatan aliran pada pipa tekan	57
4.1.2.5. Tekanan hidrostatik pada pipa isap	57
4.1.2.6. Tekanan hidrostatik pada pipa tekan	58
4.1.2.7. Nilai kekasaran relatif	58
4.1.2.8. Perhitungan Head	59

4.1.2.9. Daya Hidrolis	66
4.1.2.10. Efisiensi pompa	67
4.1.2.11. Daya Pompa Sentrifugal	67
4.1.2.12. Diameter impeller	67
4.1.2.13. Net Positive Suction Head (NPSH yang tersedia)	68
4.1.2.14. Segitiga kecepatan	68
4.1.3. Perhitungan pada diameter impeller 115 mm	69
4.1.3.1. Melukis bentuk sudu impeller dengan diameter 110 mm	69
4.1.3.2. Debit air Q	71
4.1.3.3. Kecepatan aliran pada pipa isap	72
4.1.3.4. Kecepatan aliran pada pipa tekan	73
4.1.3.5. Tekanan hidrostatik pada pipa isap	73
4.1.3.6. Tekanan hidrostatik pada pipa tekan	74
4.1.3.7. Nilai kekasaran relatif	74
4.1.3.8. Perhitungan Head	74
4.1.3.9. Daya Hidrolis	82
4.1.3.10. Efisiensi pompa	82
4.1.3.11. Daya Pompa Sentrifugal	82
4.1.3.12. Diameter impeller	83
4.1.3.13. Net Positive Suction Head (NPSH yang tersedia)	83
4.1.3.14. Segitiga kecepatan	83
4.2. Pembahasan	84
4.2.1. Gambar Segitiga Kecepatan Pada Impeller	84
4.2.2. Grafik hasil uji eksperimen	88.
BAB 5 KESIMPULAN	92
5.1.	Kesimpulan
92	
5.2. Saran	
93	
DAFTAR PUSTAKA	
DAFTAR RIWAYAT HIDUP	
LAMPIRAN	

DAFTAR GAMBAR

	Halaman
Gambar 2.1. Pompa sentrifugal	6
Gambar 2.2. Jenis impeler	8
Gambar 2.3. Metode-metode pengukuran berbagai bentuk head	11
Gambar 2.4. Penampang Melalui Sudu-Sudu Roda Jalan Suatu Pompa	14
Gambar 2.5. Pemilihan dari bentuk impeller	15
Gambar 2.6. Head pompa	16
Gambar 2.7. Pelukisan sudu impeller	22
Gambar 3.1. Diagram Alir	24
Gambar 3.2. Pompa sentrifugal merek san-ei SE -401A	25
Gambar 3.3. Spesifikasi Impeller	25
Gambar 3.4. Pompa Sentrifugal	26
Gambar 3.5. Pipa	27
Gambar 3.6. Elbow	27
Gambar 3.7. Flow Meter Sensor	28
Gambar 3.8. Manometer U	28
Gambar 3.9. Impeller	29
Gambar 3.10. Stopwatch	29
Gambar 3.11. Arduino Uno	30
Gambar 3.12. Software Arduino	30
Gambar 3.13. Leptop	31
Gambar 3.14. Gelas Ukur	31
Gambar 3.15. Kunci-Kunci untuk membuka impeller dan rumah impeller	32
Gambar 3.16. Meteran	32
Gambar 3.17. Desain alat	33
Gambar 3.18. Skema rangkaian Flow meter sensor	34
Gambar 4.1. Pelukisan sudu pada diameter impeller 110 mm	39
Gambar 4.2. Data hasil pengujian pada sisi isap	40
Gambar 4.3. Data hasil pengujian pada sisi tekan	40
Gambar 4.4. Head Pompa	43
Gambar 4.5. Diagram moody menentukan faktor gesek pada pipa isap	45
Gambar 4.6. Diagram moody menentukan faktor gesek pada pipa tekan	48
Gambar 4.7. Pelukisan sudu pada diameter impeller 115 mm	55
Gambar 4.8. Data hasil pengujian pada sisi isap	56
Gambar 4.9. Data hasil pengujian pada sisi tekan	56
Gambar 4.10. Head Pompa	59
Gambar 4.11. Diagram moody menentukan faktor gesek pada pipa isap	61
Gambar 4.12. Diagram moody menentukan faktor gesek pada pipa tekan	64
Gambar 4.13. Pelukisan sudu pada diameter impeller 120 mm	71
Gambar 4.14. Data hasil pengujian pada sisi isap	72
Gambar 4.15. Data hasil pengujian pada sisi tekan	72
Gambar 4.16. Head Pompa	74
Gambar 4.17. Diagram moody menentukan faktor gesek pada pipa isap	76
Gambar 4.18. Diagram moody menentukan faktor gesek pada pipa tekan	79

Gambar 4.19. Segitiga Kecepatan pada diameter Impeller 110 mm	85
Gambar 4.20. Segitiga Kecepatan pada diameter Impeller 110 mm	86
Gambar 4.21. Segitiga Kecepatan pada diameter Impeller 110 mm	87
Gambar 4.22. Grafik pengaruh diameter impeller terhadap debit aliran	88
Gambar 4.23. Grafik pengaruh diameter impeller terhadap head	89
Gambar 4.24. Grafik pengaruh diameter impeller terhadap efisiensi	90
Gambar 4.25. Grafik pengaruh diameter impeller terhadap daya pompa sentrifugal	91

DAFTAR TABEL

	Halaman
Tabel 2.1. Contoh perhitungan harga ρ untuk pelukisan sudu impeller	21
Tabel 3.1. Waktu Penelitian	24
Tabel 4.1. Data hasil pengujian	37
Tabel 4.2. Perhitungan melukis sudu impeller 110 mm	38
Tabel 4.3. Perhitungan melukis sudu impeller 115 mm	54
Tabel 4.4. Perhitungan melukis sudu impeller 120 mm	70

DAFTAR SIMBOL

Keterangan	Simbol	Satuan
Bilangan Reynold	Re	
Berbagai kerugian head dipipa, katub, belokan dll	hl	m
Diameter Poros	D	mm
Diameter Sisi Isap Impeller	D ₁	mm
Diameter Sisi Luar Impeller	D ₂	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	N _h	kW
Daya Yang dibutuhkan pompa	N _p	kW
Daya Motor	N _m	kW
Efisiensi pompa	η	%
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 gerugian gesek dalam pipa	h _f	m
Head total	H	m
Head statis total	H _s	m
Jari-jari busur bentuk sudu impeller	ρ	
Jari-jari lingkaran konsentrasi awal	R _a	
Jari-jari lingkaran konsentrasi berikutnya	R _b	
Jumlah Sambungan	n	
Jumlah Sudu	z	
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	
Ketinggian Fluida manometer U	h	m
Ketinggian fluida manometer U sisi isap	h _i	m
Ketinggian fluida manometer U sisi tekan	h _t	m
Kecepatan aliran	V	m/s
Kecepatan Aliran Pada Sisi Tekan	V _t	m/s
Kecepatan Aliran Pada Sisi Isap	V _i	m/s
Kecepatan mutlak aliran fluida masuk sudu impeller	c ₁	m/det
Kecepatan mutlak aliran fluida keluar sudu impeller	c ₂	m/det
Kecepatan relative aliran fluida pada sisi masuk impeller	w ₁	
Kecepatan relative aliran fluida pada sisi keluar impeller	w ₂	
Luas Penampang	A	m ²
Massa jenis fluida	γ	kg/m ³
Massa jenis air raksa	φ	kg/m ³

Nilai kekasaran pada pipa (PVC)	ϵ	
NPSH	h_{sv}	m
Panjang	L	mm
Putaran	n	rpm
Putaran Spesifik	n_s	rpm
Percepatan gravitasi	g	m/s^2
Perbedaan Head Tekanan	Δh_p	m
Sudut Masuk Impeller	β_1	°
Sudut Keluar Impeller	β_2	°
Sudut kemiringan sudu pada R_a	β_a	°
Sudut kemiringan sudu pada R_b	β_b	°
Segitiga Kecepatan	u_1	
Tebal Sudu	s	mm
Tinggi	T	mm
Tekanan hidrostatik	P	N/m^2
Tekanan hidrostatik pada pipa isap	P_i	N/m^2
Tekanan hidrostatik pada pipa tekan	P_t	N/m^2
Volume	\mathcal{V}	m^3
Viskositas kinetik zat cair	ν	m^2/s
Waktu	t	s

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Kebutuhan akan penggunaan pompa sentrifugal dalam kehidupan sehari-hari semakin meningkat, mulai dari kebutuhan rumah tangga sampai penggunaan untuk dunia industri. Pompa Sentrifugal berguna untuk memindahkan fluida dari satu wadah ke wadah yang lain. Pompa sentrifugal merupakan salah satu mesin yang menambahkan energi pada fluida melalui impeller yang berotasi. Energi yang di pindahkan oleh impeller tersebut menghasilkan kecepatan pada fluida yang mengalir melalui pipa.

Prinsip kerja dari Pompa Sentrifugal ini adalah mengubah energi mekanis dari Poros menjadi energi fluida yaitu dengan cara pompa di gerakan oleh motor, daya dari motor di berikan kepada poros pompa untuk memutar impeller yang dipasangkan pada poros tersebut. Fluida yang ada dalam impeller akan ikut berputar karna dukungan Sudu-sudu karna timbulnya gaya sentrifugal, maka fluida mengalir dari tengah impeller keluar melalui saluran diantara sudu dan meninggalkan impeller dengan kecepatan yang tinggi. Di mana fluida yang di maksud adalah Air, Uap, dan Gas.

Pada pompa terdapat Sudu-sudu impeller yang berfungsi mengangkat zat cair dari tempat yang rendah ke tempat yang lebih tinggi. Impeller merupakan cakram bulat dari logam dengan lintasan untuk aliran fluida yang sudah terpasang, sebagaimana kinerja pompa tergantung pada jenis impeller nya. Maka penting untuk memilih rancangan yang cocok dan mendapatkan impeller dalam kondisi yang baik.

Impeller memegang peranan penting dalam menentukan head dan kapasitas pompa. Bentuk impeller mempunyai pengaruh yang besar terhadap kinerja pompa, salah satunya bentuk diameter. Pengaruh diameter impeller dapat menyebabkan sudut β_2 juga akan berubah dan akan mempengaruhi head teoritis pompa yang dihasilkan.

Jadi untuk mengetahui diameter yang lebih bagus (*efektif*). Maka akan dilakukan pengujian eksperimental pengaruh variasi diameter impeller. Dalam pengujian nanti nya akan dilakukan dengan percobaan dari masing-masing diameter impeller. Dengan adanya pengujian tersebut, maka bisa di analisa pengaruh diameter impeller terhadap debit air, head, daya pompa, maupun efisiensi yang dihasilkan dari masing-masing diameter impeller.

1.2. Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang diatas maka di dapat rumusan masalah yaitu:
Bagaimana pengaruh diameter impeller terhadap unjuk kerja pompa?

1.3. Batasan Masalah

Dalam penelitian tugas sarjana ini batasan masalah meliputi sebagai berikut:

1. penelitian ini memfokuskan permasalahan hanya pada diameter impeller, dengan diameter yang berbeda yaitu 110 mm, 115 mm, dan 120 mm.
2. Tidak membahas proses manufaktur dalam pembuatan sudu impeller.

1.4. Tujuan Penelitian

1.4.1. Tujuan Umum

Tujuan Umum Penelitian ini yaitu Untuk mengetahui kinerja aliran fluida pada pompa sentrifugal dengan variasi diameter impeller.

1.4.2. Tujuan Khusus

Tujuan Khusus penelitian ini yaitu:

1. Untuk menghitung pengaruh variasi diameter impeller terhadap debit air.
2. Untuk menghitung pengaruh variasi diameter impeller terhadap daya.
3. Untuk menghitung pengaruh variasi diameter impeller terhadap head.
4. Untuk menghitung pengaruh variasi diameter impeller terhadap efisiensi pompa.
5. Untuk mengetahui diameter impeller yang lebih bagus (*efektif*) untuk pompa.

1.5. Manfaat Penelitian

Manfaat dari dilakukannya penelitian ini yaitu :

1. Untuk memberikan rekomendasi terkait efektifitas dan efisiensi aliran fluida pada pompa sentrifugal dengan diameter impeller yang sesuai.
2. Dapat mengetahui dan mengimplementasikan cara kerja pompa sentrifugal menggunakan diameter impeller yang berbeda yaitu 110 mm, 115 mm 120 mm.

1.6. Sistematika Penulisan

Sistematika penulisan tugas akhir ini yaitu sebagai berikut:

BAB 1 PENDAHULUAN

Bab ini berisikan tentang latar belakang masalah, manfaat dan tujuan penelitian, rumusan masalah, batasan masalah, dan sistematika penulisan

BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA

Bab ini menjelaskan tentang tinjauan pustaka tentang pompa baik pengertian, dan klasifikasi pompa. Berdasarkan dari teori-teori inilah penulis akan melakukan pengujian impeller yang telah di bentuk.

BAB 3 METODE PENELITIAN

Bab ini berisikan tentang bagaimana penulis untuk mencapai tujuan dalam penelitian ini. Bagian ini berisikan tentang mulai dari langkah-langkah skema penelitian, penyiapan bahan bahan yang diperlukan dan prosedur penelitian.

BAB 4 HASIL DAN PEMBAHASAN

Bab ini berisi mengenai pengolahan data pengujian dan data yang diperoleh dari hasil penelitian dan juga grafik hasil dari perhitungan data.

BAB 5 KESIMPULAN

Bab ini berisi kesimpulan dari hasil pengujian dan analisa yang telah dilakukan serta saran-saran yang diajukan oleh penulis.

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

BAB 2

TINJAUAN PUSTAKA

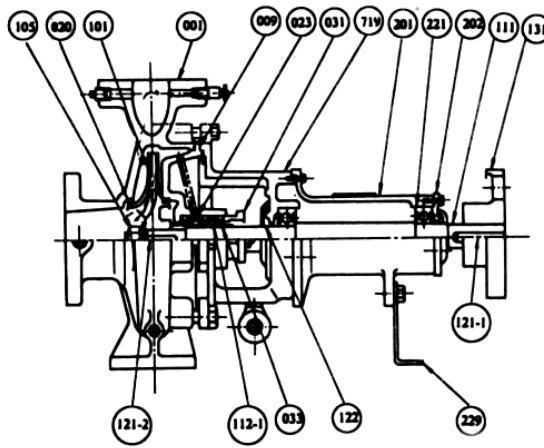
2.1. Pompa Sentrifugal

Pompa sentrifugal adalah mesin fluida yang berfungsi untuk memindahkan fluida cair dari suatu tempat ke tempat lain dengan cara memberikan energi mekanik pada pompa yang kemudian diubah menjadi energi gerak fluida. Pompa sentrifugal mempunyai sebuah impeller (baling-baling) untuk mengangkat fluida dari tempat yang lebih rendah ke tempat yang lebih tinggi. Daya dari luar diberikan pada poros pompa untuk memutar impeller. Maka zat cair yang ada di dalam impeller dapat berputar oleh dorongan sudu – sudu. Karena timbul gaya sentrifugal, maka zat cair mengalir dari tengah impeller ke luar melalui saluran di antara sudu–sudu. Disini head tekanan zat cair menjadi lebih tinggi. Demikian juga head kecepatannya menjadi lebih tinggi karena mengalami percepatan.

Pompa ini mempunyai konstruksi sedemikian rupa hingga aliran zat cair yang keluar dari impeller akan melalui sebuah bidang tegak lurus poros pompa. Hal ini secara diagramatik di perlihatkan dalam gambar 2.1. namun konstruksi yang sebenarnya dari pompa-pompa yang banyak dipakai adalah seperti di perlihatkan dalam gambar 2.1.

Impeller di pasang pada satu ujung poros, dan pada ujung yang lain di pasang kopling untuk meneruskan daya dari penggerak. Poros di tumpu oleh dua buah bantalan. Sebuah paking atau parapat di pasang pada bagian rumah yang di tembus poros, untuk mencegah air membocor keluar atau udara masuk ke dalam

pompa. Dalam gambar 2.1 di perlihatkan paking sebagai perapat poros. Namun selain paking juga digunakan perapat mekanis. (Sumber: Sularso (2000:75))



No.	Nama bagian	No.	Nama bagian	No.	Nama bagian
011	Rumah	101	Impeler	201	Rumah bantalan
009	Tutup rumah	105	Mur impeler	202	Tutup bantalan
020	Cincin penyekat	111	Poros	221	Bantalan bola
023	Cincin perapat	112-1	Selubung	229	Penopang
031	Penekan paking	121-1	Pasak	719	Penyangga
033	Paking	121-2	Pasak		
		122	Cincin pelempar		
		131	Kopling		

Gambar 2.1. Pompa sentrifugal
(Sumber: Sularso (2000:75))

2.2. Impeller

Impeler Merupakan bagian yang berputar dari pompa dan memberikan daya pada air, sehingga air akan mendapatkan energi spesifik berupa kecepatan dan tekanan. Di dalam rumah pompa, kecepatan air secara berangsur-angsur diubah menjadi tekanan statis.

Impeler dipasang pada satu ujung poros dan pada ujung yang lain dipasang kopling untuk meneruskan daya dari penggerak. Poros ditumpu oleh dua buah bantalan. Sebuah paking atau perapat dipasang pada bagian rumah yang

ditembus poros, untuk mencegah air membocor keluar atau udara masuk dalam pompa.

Bentuk impeller mempunyai pengaruh yang besar terhadap kinerja suatu impeller, salah satunya bentuk diameter. Untuk menentukan diameter impeller dapat dinyatakan pada persamaan berikut:

$$D^2 = \frac{84,5 \cdot \theta \sqrt{H}}{n} \quad (2.1)$$

2.2.1. Jenis-jenis impeler

a. Impeler Tertutup

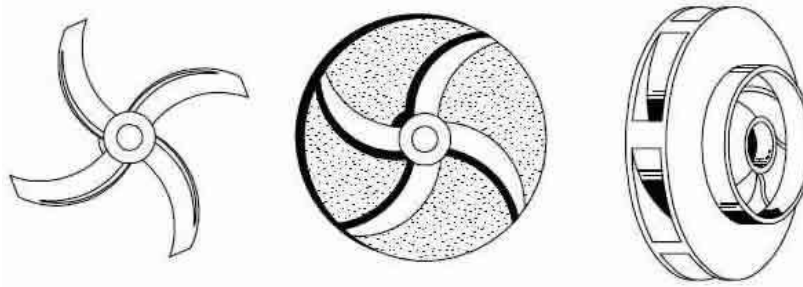
Disebut sebagai impeler tertutup karena baling-baling di dalamnya tertutupi oleh mantel di kedua sisi. Jenis impeler ini banyak digunakan pada pompa air dengan tujuan mengurung air agar tidak berpindah dari sisi pengiriman ke sisi penghisapan. Impeler jenis ini memiliki kelemahan pada kesulitan yang akan didapat jika terdapat rintangan atau sumbatan.

b. Impeler Terbuka dan Semi Terbuka

Dengan kondisinya yang terbuka atau semi terbuka, maka kemungkinan adanya sumbatan pun jauh berkurang. Hal ini memungkinkan adanya pemeriksaan impeler dengan mudah. Namun, jenis impeler ini hanya dapat diatur secara manual untuk mendapatkan setelan terbaik.

c. Impeler Pompa Berpusar/Vortex

Pompa yang digunakan untuk memompa bahan-bahan yang lebih padat ataupun berserabut dari fluida cair, impeler vortex dapat menjadi pilihan yang baik. Pompa jenis ini 50% kurang efisien dari rancangan konvensionalnya. Seperti yang di jelaskan pada gambar 2.2. adalah jenis-jenis impeller.



Gambar 2.2 Jenis impeler

(Sumber : <https://logamceper.com/wp-content/uploads/2016/02/impeller.jpg>)

2.2.2. Arah Aliran Keluar Impeller

a. Pompa aliran radial

Arah aliran dalam sudu gerak pada pompa aliran radial pada bidang yang tegak lurus terhadap poros dan head yang timbul akibat dari gaya sentrifugal itu sendiri. Pompa aliran radial mempunyai head yang lebih tinggi jika dibandingkan dengan pompa jenis yang lain.

b. Pompa aliran aksial

Arah aliran dalam sudu gerak pada pompa aliran aksial terletak pada bidang yang sejajar dengan sumbu poros dan head yang timbul akibat dari besarnya gaya angkat dari sudu-sudu geraknya. Pompa aliran aksial head yang lebih rendah tetapi kapasitasnya lebih besar.

c. Pompa aliran campuran

Pada pompa ini fluida yang masuk sejajar dengan sumbu poros dan keluar sudu dengan arah miring (merupakan perpaduan dari pompa aliran radial dan aliran aksial). Pompa ini mempunyai head yang lebih rendah namun mempunyai kapasitas lebih besar.

2.3. Pengertian fluida

Fluida didefinisikan sebagai zat atau substansi yang akan mengalami deformasi secara berkesinambungan apabila terkena gaya geser (gaya tangensial) sekecil apapun. Berdasarkan mampu mampatnya fluida dibagi menjadi 2 yaitu compressible fluid dan incompressible fluid.

2.3.1. Aliran Fluida Dalam Pipa

Fluida yang bergerak dapat diklasifikasikan ke dalam beberapa katagori. Apakah alirannya steady atau tak steady, apakah fluidanya kompresibel (dapat mampat) atau inkompresibel (tak dapat mampat), apakah fluidanya viskos atau nonviskos, atau apakah aliran fluidanya laminar atau turbulen. Jika fluidanya steady, kecepatan partikel fluida pada setiap titik tetap terhadap waktu. Fluida pada berbagai bagian dapat mengalir dengan laju atau kecepatan yang berbeda, tetapi fluida pada satu lokasi selalu mengalir dengan laju atau kecepatan yang tetap.

Fluida inkompresibel adalah suatu fluida yang tak dapat dimampatkan. Sebagian besar cairan dapat dikatakan sebagai inkompresibel. Dengan mudah anda dapat mengatakan bahwa fluida gas adalah fluida kompresibel, karena dapat dimampatkan. Sedangkan fluida viskos adalah fluida yang tidak mengalir dengan mudah, seperti madu dan aspal. Sementara itu, fluida tak viskos adalah fluida yang mengalir dengan mudah, seperti air.

Aliran fluida dapat dikategorikan:

- a. Aliran Laminer adalah aliran fluida yang bergerak dengan kondisi lapisan-lapisan membentuk garis-garis alir yang tidak berpotongan satu sama lain.

Hal tersebut di tunjukkan oleh percobaan Osborne Reynold. Pada laju aliran rendah, aliran laminar tergambar sebagai filamen panjang yang mengalir sepanjang aliran. Aliran ini mempunyai Bilangan Reynold lebih kecil dari 2300

- b. Aliran Turbulen adalah aliran fluida yang partikel-partikelnya bergerak secara acak dan tidak stabil dengan kecepatan berfluktuasi yang saling interaksi. Akibat dari hal tersebut garis alir antar partikel fluidanya saling berpotongan. Oleh Osborne Reynold digambarkan sebagai bentuk yang tidak stabil yang bercampur dalam waktu yang cepat yang selanjutnya memecah dan menjadi tak terlihat. Aliran turbulen mempunyai bilangan Reynold yang lebih besar dari 4000.
- c. Aliran transisi merupakan aliran peralihan dari aliran laminar ke aliran turbulen.

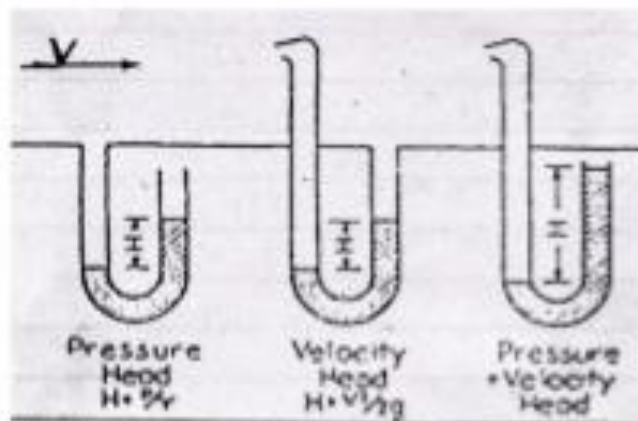
2.4. Head

Head didefinisikan sebagai ketinggian pada mana kolom fluida harus naik untuk memperoleh jumlah energi yang sama dengan yang di kandung satu satuan bobot fluida pada kondisi yang sama. Tinggi tekan itu ada dalam tiga bentuk, yang dapat saling dipertukarkan antara lain:

- a. Head tekanan adalah energi yang dikandung oleh fluida akibat tekanannya, dan sama dengan P/γ . bila satu manometer terbuka dihubungkan tegak lurus dengan aliran, fluida akan naik di dalam tabung ke ketinggian yang sama dengan P/γ

- b. Head kecepatan adalah suatu ukuran energi kinetik yang di kandung satu satuan bobot fluidaa yang di sebabkan oleh kecepatannya, dan dinyatakan oleh persamaan yang biasa di pakai untuk energi kinetik, $v^2/2g$. Energi energi ini dapat di ukur dengan tabung pitoty yang di tempatkan dalam aliran seperti yang di tunjukan pada gambar 2.3. kaki manometer yang sebelah lagi di hubungkan dengan laluan secara tegak-lurus terhadap aliran untuk menyamatkan tekanan yang ada pada laluan paa titik ini.
- c. Head potensial / elevasi adalah idasarkan pada ketinggian fluida di atas bidang banding (datum plane). Jadi, suatu kolom air setinggi z ft mengandung sejumlah energi di sebabkan oleh posisi nya, dan disebutkan fluida tersebut mempunyai head sebesar z ft kolom air.

(Sumber: Autin H. Church. Zulkifli Harahap (1993:9))



Gambar 2.3 Metode-metode pengukuran berbagai bentuk head
(Sumber: Autin H. Church. Zulkifli Harahap (1990;10))

2.5. Kinerja Aliran Fluida

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

2.5.1. Debit air

Debit / kapasitas merupakan volume fluida yang dapat dialirkan per satuan waktu. Pengukuran dari kapasitas dilakukan dengan menggunakan flow meter sensor, venturimeter, orifice, pitot tube dan lain-lain. Satuan dari kapasitas (Q) adalah m³/s, liter/s, atau ft³/s.

Perhitungan debit dapat dinyatakan pada persamaan berikut:

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

2.5.2. Kecepatan Aliran

Kecepatan aliran sebagai kinerja aliran fluida dapat dinyatakan pada persamaan berikut :

$$V = \frac{Q}{A} \quad (2.3)$$

luas peampang pipa dapat dirumuskan dengan:

$$A = \frac{\pi}{4} d^2 \quad (2.4)$$

2.5.3. Tekanan Hidrostatik

Pada prinsip tekanan terdiri dari tekanan atmosfer, tekanan terukur dan tekanan absolute. Tekanan atmosfer disebabkan oleh berat gravitasi udara diatas permukaan bumi dan tekanan ini sulit dihitung. Pengukuran tekanan biasanya diukur dengan manometer U yang menggunakan pipa berdiameter berbentuk U dan diisi dengan cairan yang lebih besar massa jenisnya dari pada air contohnya air raksa.

persamaan tekanan dituliskan sebagai berikut:

$$P = \rho \cdot g \cdot h \quad (2.5)$$

Persamaan (2.5) menyatakan bahwa tekanan P berbanding terbalik dengan luas permukaan bidang tempat gaya bekerja. Jadi, untuk besar gaya yang sama, luas bidang yang kecil akan mendapatkan tekanan yang lebih besar dari pada luas bidang yang besar.

Tekanan disebabkan oleh fluida tak bergerak. Tekanan yang dialami oleh suatu titik di dalam fluida diakibatkan oleh gaya berat fluida yang berada di atas titik tersebut.

2.6. Segitiga Kecepatan

Segitiga kecepatan adalah dasar kinematika dari aliran fluida yang menumbuk sudu. Dengan pemahaman segitiga kecepatan akan sangat membantu dalam pemahaman proses konversi pada sudu-sudu impeller atau pada jenis yang lain. Adapun persamaan dari segitiga kecepatan adalah sebagai berikut

Pada titik 1 bisa diperoleh segitiga kecepatan masuk, yaitu dengan jalan pada titik 1 di gambar c_1 yang arahnya tegak lurus μ_1 di dapat dari :

$$u_1 = \frac{D_1 \cdot \pi \cdot n}{60} \quad (2.6)$$

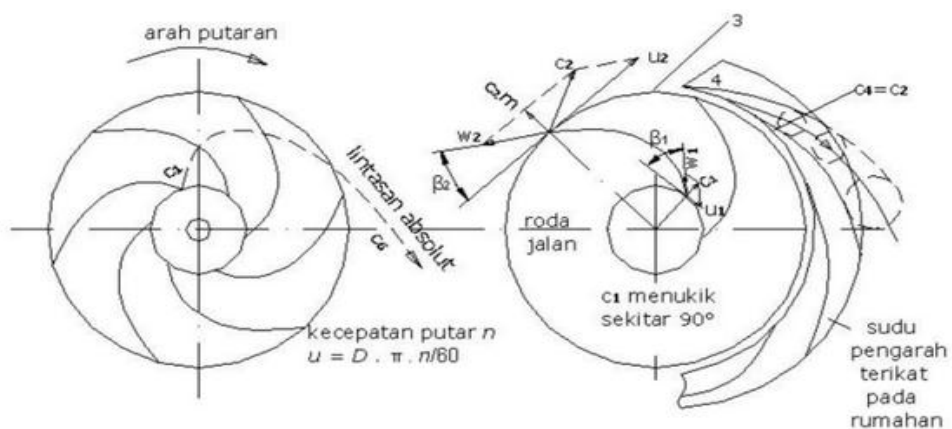
Dari gambar 2.4 memperlihatkan bentuk roda dari penampang roda jalan pompa sentrifugal. Terjadi dari sudut awal sudu β_1 , dan β_2 sudah diketahui besarnya karena sudah menjadi syarat pembuatan sudu.

Dari sini fluida yang mengalir ke bagian punggung dari sudu jalan yang melengkung, supaya mendapatkan penghantaran dan pengaliran yang maka jumlahnya sudu jalan harus tertentu, karena adanya gaya sentrifugal fluida yang

ada pada saluran sudu jalan tersebut menjadi bergerak maju dan didorong keluar dari saluran sudu jalan. Jadi dari akibat berputarnya roda jalan dengan kecepatan u dan bentuknya sudu jalan yang sedemikian rupa didapat kecepatan relatif aliran fluida di bagian masuk saluran sudu w_1 dan kecepatan relatif di bagian keluar w_2 . Besarnya kecepatan w didapat dari persamaan kontinuitas. Diameter roda jalan di bagian keluar D_2 lebih besar dari pada di bagian masuk D_1 dan lebar sudu b_2 hanya sedikit lebih dari pada b_1 , sehingga pada umumnya w_2 lebih kecil dari pada w_1 .

Kondisi luar dari roda jalan yaitu titik 2, fluida mempunyai kecepatan keluar mutlak c_2 , yang didapat dengan melalui segitiga kecepatan keluar dari w_2 , u_2 - sudut keluar sudu β_2 yang besarnya bisa dipilih dengan bebas.

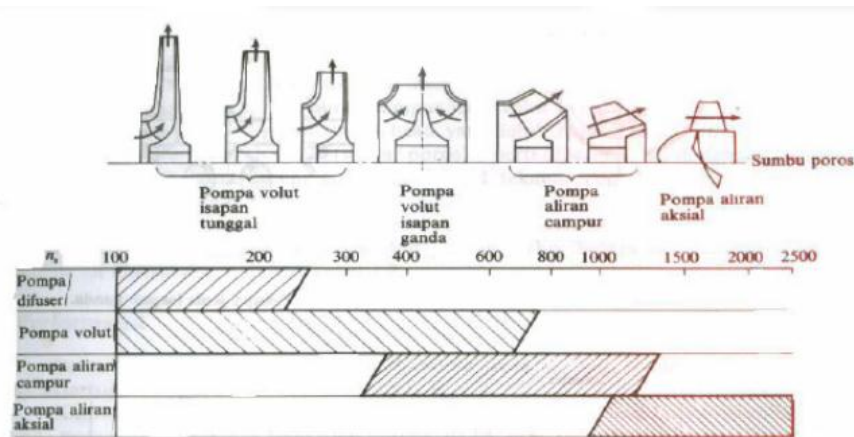
Setelah keluar dari roda jalan fluida melalui ruang tanpa sudu 3 dan sampai didalam sudu pengarah dengan kecepatan c_1 , tetapi bila konstruksi pompa harus dibuat sederhana dimana fluida yang keluar dari roda jalan langsung masuk ke dalam rumah pompa, maka c_2 harus diarahkan sedemikian rupa sehingga perpindahan fluida dari roda jalan kerumah pompa sedapat mungkin bisa bebas.



Gambar 2.4. Penampang Melalui Sudu-Sudu Roda Jalan Suatu Pompa
(Sumber : Fritz dietzel, Dakso sriyono.1993)

2.7. Putaran Spesifik

Komponen utama pada pompa antara lain adalah impeller dan rumah pompa. Dimana pada impeller, zat cair mendapatkan percepatan sedemikian rupa sehingga dapat mengalir keluar. Bentuk dari impeller pompa dapat ditentukan dengan menggunakan besaran yang disebut putaran spesifik (n_s). Dengan kata lain harga n_s dipakai sebagai parameter untuk menentukan jenis impeller pompa, jadi apabila harga putaran spesifik pompa sudah ditentukan maka bentuk impeller dapat ditentukan pula. seperti yang di tujukan pada gambar 2.5.



Gambar 2.5. Pemilihan dari bentuk impeller
(Sumber: Fritz dietzel, Dakso sriyono.1993)

$$n_s = n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (2.7)$$

Kecepatan spesifik yang didefinisikan dalam persamaan diatas adalah sama untuk pompa-pompa yang sebangun atau sama bentuk impellernya, meskipun ukuran dan putarannya berbeda, ada empat jenis impeller berdasarkan putaran spesifik adalah sebagai berikut :

$n_s = (100 - 2500) =$ Impeller jenis radial

$n_s = (100 - 780) =$ impeller jenis francis

$n_s = (320 - 1400) =$ Impeller jenis aliran campuran

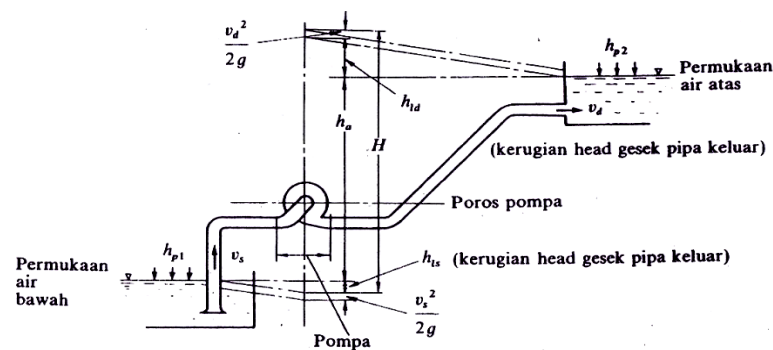
$n_s = (890 - 2500) =$ Impeller jenis aksial

(Fritz dietzel, Dakso sriyono.1993).

2.8. Perhitungan Head

2.8.1. Head Total Pompa

Dalam memilih suatu pompa untuk maksud tertentu, terlebih dahulu harus diketahui aliran serta head yang diperlukan untuk mengalirkan fluida yang akan dipompa. Head pompa adalah energi per satuan berat yang harus disediakan untuk mengalirkan sejumlah zat cair yang direncanakan sesuai kondisi instalasi pompa atau tekanan untuk mengalirkan sejumlah zat cair, yang umumnya dinyatakan dalam satuan panjang seperti yang di tujukan pada gambar 2.6. Head dapat bervariasi pada penampang yang berbeda, tetapi pada kenyataannya selalu ada rugi energi. Head total pompa yang harus disediakan untuk mengalirkan jumlah air seperti direncanakan, dapat ditentukan dari kondisi instalasi yang akan dilayani oleh pompa.



Gambar 2.6. Head pompa
(Sumber: Sularso, Haruo Tahara.2000)

Dari gambar 2.6. kita dapat menentukan head total pompa dengan persamaan dibawah ini:

$$H = h_s + \Delta hp + hl + \frac{V_t^2}{2g} \quad (2.8)$$

Head total pompa salah satunya dipengaruhi oleh berbagai kerugian pada sistem perpipaan yaitu gesekan dalam pipa, katup, belokan, sambungan, reduser dll. Untuk menentukan head total yang harus disediakan pompa, perlu menghitung terlebih dahulu kerugian-kerugian pada instalasi. Dimana kerugian-kerugian tersebut akan dijumlahkan untuk mengetahui kerugian head yang terjadi dalam instalasi. Berikut akan dihitung kerugian head pemipaan dan instalasi pengujian pompa. (Sularso, Haruo Tahara.2000)

2.8.2. Head Statis Total

Head potensial / elevasi adalah perbedaan ketinggian antara fluida pada sisi tekan dengan ketinggian fluida pada sisi isap. *Head* elevasi dapat dinyatakan dengan rumus sebagai berikut:

$$h_s = Z_t - Z_i \quad (2.9)$$

2.8.3. Head Kerugian gesek untuk zat cair di dalam pipa

Untuk aliran yang laminar dan turbulen, terdapat rumus yang berbeda. Sebagai patokan apakah suatu aliran itu laminar atau turbulen, dipakai bilangan reynold yang bersangkutan.

Bilangan Reynold

$$\text{Re} = \frac{V \cdot d}{u} \quad (2.10)$$

Keterangan :

v = Viskositas kinetik zat cair ($1,307 \cdot 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$).

(sumber: sularso,2000. Tabel kerapatan dan kekentalan air 1 atm)

Pada $\text{Re} < 2300$, aliran laminar dan $\text{Re} > 4000$, aliran bersifat turbulen dan jika $\text{Re} = 2300-4000$ terdapat aliran transisi.

Perhitungan pola aliran di dalam pipa dipengaruhi oleh pola aliran, untuk aliran laminar dan turbulen akan menghasilkan nilai faktor gesekan yang berbeda. Hal ini di karenakan karakteristik dari aliran tersebut. Nilai faktor gesekan pipa dapat di cari dengan diagram moody, namun untuk ketelitian dapat digunakan persamaan moody pada aliran laminar:

Aliran Laminar ($\text{Re} < 2300$) harga f dapat dihitung dengan persamaan:

$$f = \frac{64}{\text{Re}} \quad (2.11)$$

Dan nilai untuk faktor gesekan pipa pada aliran turbulen ($\text{Re} > 4000$) harga f dapat dihitung dengan persamaan:

$$f = 0,0055 \left(1 + \left(20000 \times \varepsilon / d + 10^6 / \text{Re} \right)^{1/3} \right) \quad (2.12)$$

Untuk menghitung faktor gesekan antara dinding pipa dengan aliran fluida tanpa adanya perubahan luas penampang di dalam pipa dapat dipakai rumus Darcy yang secara matematis ditulis sebagai berikut:

$$h_f = \frac{L \cdot v^2}{d \cdot 2g} \quad (2.13)$$

2.8.4. Kerugian head pada sambungan elbow 90° pada pipa

Kerugian minor adalah kehilangan tekanan akibat gesekan yang terjadi pada katup-katup, sambungan T, sambungan belokan dan pada luas penampang yang tidak konstan. Pada aliran yang melewati belokan dan katup head loss minor yang terjadi dapat dihitung dengan rumusan sebagai berikut:

$$hl_1 = nk_1 \frac{v^2}{2g} \quad (2.14)$$

Keterangan :

k_1 = Factor kelengkungan pipa lekuk 90° = 1,129

(sumber;Sularso,pompa dan kompresor. Tabel kerugian belokan pipa)

2.8.5. Kerugian head pada katub isap dengan saringan.

Kerugian ini dapat dilihat dengan persamaan sebagai berikut:

$$hl_2 = k \frac{v^2}{2g} \quad (2.15)$$

Keterangan :

k=faktor akibat adanya katub isap dengan saringan = 1,97

(sumber;Sularso,pompa dan kompresor. Tabel kerugian belokan pipa)

2.9. Daya Hidrolis

Daya hidrolis (daya pompa teoritis) adalah daya yang diperlukan untuk mengalirkan sejumlah zat cair. Daya hidrolis dapat dihitung dengan persamaan berikut.

$$N_h = \frac{\gamma.H.Q}{102} \quad (2.16)$$

2.10. Efisiensi Pompa

Efisiensi pompa merupakan perbandingan daya yang diberikan pompa kepada fluida dengan daya yang diberikan motor listrik kepada pompa. Berubahnya kapasitas akan mempengaruhi efisiensi pompa dan daya pompa.

Sehingga untuk efisiensi pompa (η) dapat dicari dengan menggunakan persamaan 2.17. (*Austin H.Chruch. Zulkifli Harahap.1990*)

$$\eta = \frac{N_h}{N_m} \times 100 \% \quad (2.17)$$

2.11. Daya Pompa Sentrifugal

Berdasarkan energi atau daya dibutuhkan untuk memutar poros pompa dipengaruhi oleh kapasitas pompa, tinggi tekan total pompa, berat jenis fluida yang dipompakan, serta efisiensi total pompa tersebut. Daya yang dibutuhkan untuk memutar poros pompa di sebut juga dengan daya pompa dirumuskan dengan persamaan sebagai berikut:

$$N_p = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{\eta \times 102} \quad (2.18)$$

2.12. NPSH

NPSH adalah head yang dimiliki zat cair pada sisi isap pompa dikurangi dengan tekanan uap jenuh zat cair ditempat tersebut.NPSH yang tersedia tergantung kepada tekanan atmosfer atau tekanan absolut pada permukaan zat cair dan kondisi instalasinya. Besarnya dapat dihitung dengan persamaan berikut:

$$h_{sv} = \frac{P_a}{\gamma} + \frac{P_v}{\gamma} - Z_i - hl_i \quad (2.19)$$

2.13. Pelukisan Sudu Impeller

Perencanaan impeller ini dalam melukis bentuk sudu dapat dilakukan dengan metode arkus tangen pada metode ini impeller dibagi menjadi lingkaran-lingkaran konsentris, tidak perlu jaraknya sama antara R_1 dan R_2 . Jari-jari busur ρ yang menggambarkan bentuk sudu antara sembarang jari-jari R_a dan R_b diberikan oleh rumus :

$$\rho = \frac{R_2 b - R^2 a}{2.(R_b \cdot \cos \beta_b - R_a \cdot \cos \beta_a)} \quad (2.20)$$

Dengan rumus diatas harga ρ kelengkungan (panjang) sudu dapat dihitung dalam bentuk tabel di bawah ini

Tabel 2.1. Contoh perhitungan harga ρ untuk pelukisan sudu impeller

Ring	R	R ²	β	$\cos\beta$	$R \cdot \cos\beta$	$R_b \cos\beta_b - R_a \cos\beta_a$	$R^2 b - R^2 a$	ρ
1								
A								
B								
C								
2								

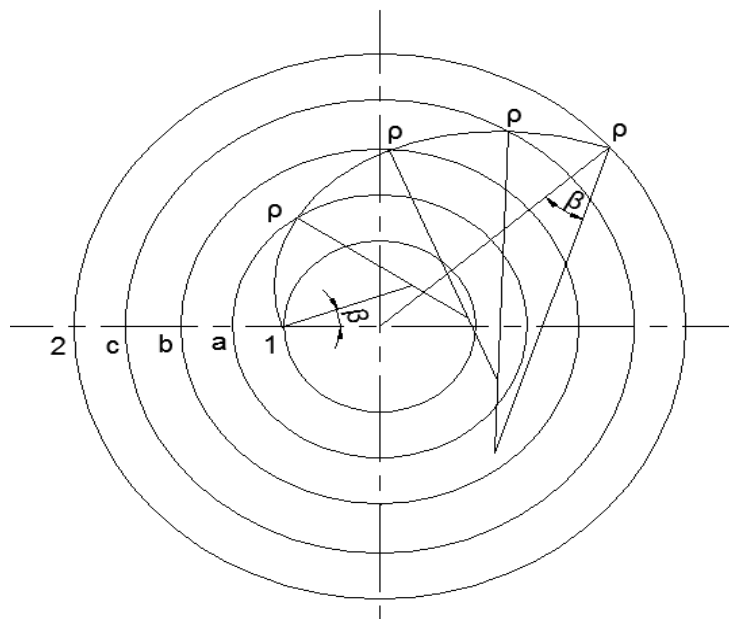
Harga-harga ρ pada kolom terakhir menunjukkan jari jari busur lingkaran yang berada di antara lingkaran-lingkaran konsentris. Busur-busur lingkaran ini

adalah merupakan garis singgung terhadap masing-masing lingkaran, pusat lingkaran busur-busur yang bersebelahan adalah letak garis dengan masing-masing titik sesungguhnya.

Untuk memulai pelukisan, lukis lingkaran dengan jari-jari R_1 dan R_2 lalu lingkaran R_a , R_b , R_c , dengan harga-harga yang terdapat ditabel. Lukis sebuah garis yang di tarik dari titik R_1 , yang membuat sudut β_1 , dengan panjang garis yang diambil dari nilai ρ , lalu membuat garis dengan jangka dari Jari-jari titik R_1 sehingga memotong jari-jari A.

Dari jari-jari titik A ditarik garis dengan nilai ρ sehingga menyentuh garis sudut β_1 . Lalu membuat garis dengan jangka dari jari-jari titik A sehingga memotong jari-jari B.

Proses ini di ulang hingga dicapai lingkaran yang paling luar (R_2), Sehingga mendapat sudut β_2 seperti yang di tujukan pada gambar 2.7. (Autin H. Church. Zulkifli Harahap (1990))



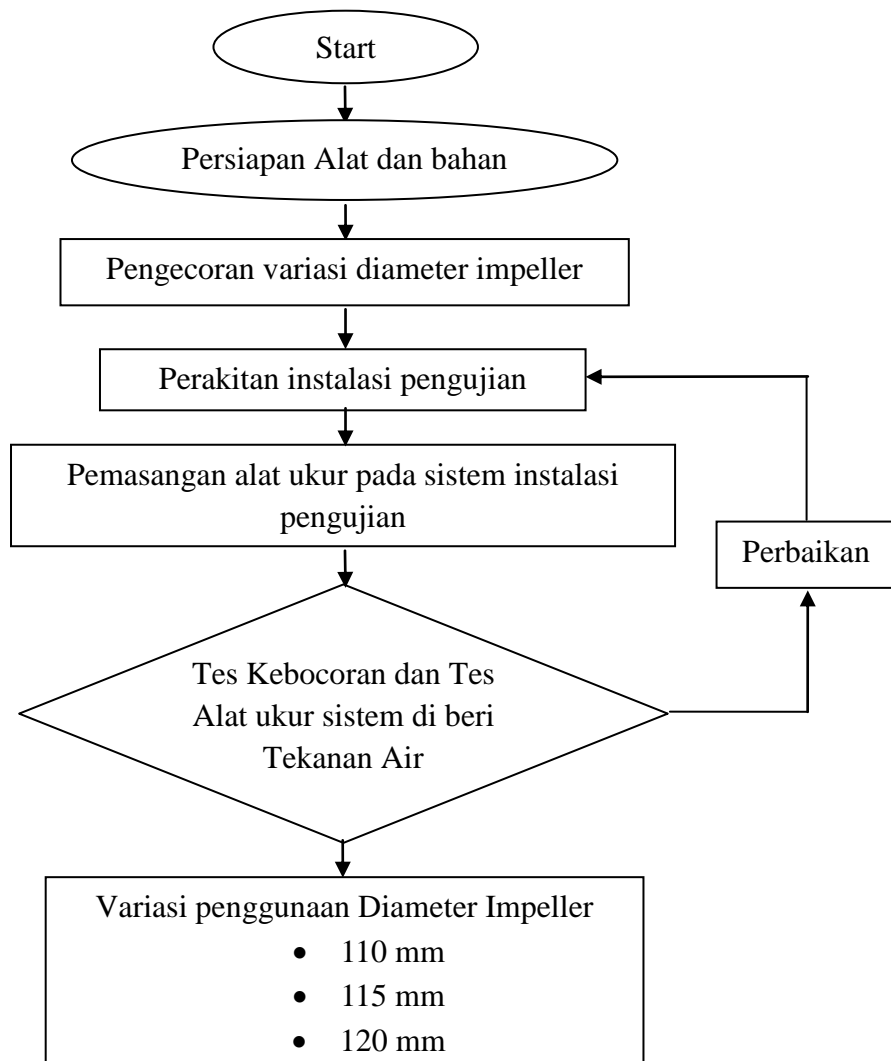
Gambar 2.7. Pelukisan sudu impeller

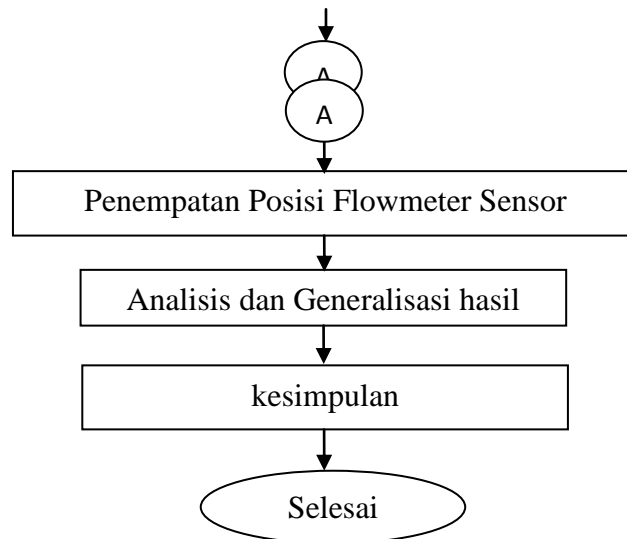
BAB 3

METODE PENELITIAN

Penelitian ini menggunakan metode ekperimental, yaitu dengan melakukan serangkaian pengujian variasi diameter impeller pompa yang meliputi debit air, head, daya dan efisiensi pompa. Penelitian ini menggunakan 3 buah impeller pompa dengan diameter impeller 110 mm, 115 mm dan 120 mm.

3.1. Diagram Alir Penelitian





Gambar 3.1. Diagram Alir

3.2. Tempat dan Waktu Penelitian

3.2.1. Tempat

Penelitian dilakukan di laboratorium Teknik Mesin UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATRA UTARA, Jl. Kapten Mukhtar Basri, Ba No. 3 Medan - 20238 Telp. 061-6622400 Ext. 12.

3.2.2. Waktu

Tabel 3.1. Waktu penelitian

No	KEGIATAN	BULAN (2017-2018)									
		5	6	7	8	9	10	11	12	1	
1	Referensi Judul	■									
2	ACC Judul	■									
3	Pembuatan Prposal		■	■							
4	Pengecoran Impeller				■						
5	Pembuatan instalasi				■	■					
6	Pengujian Impeller					■	■				
7	Pembuatan Laporan						■	■	■	■	
8	Seminar										■

9	Sidang									
----------	---------------	--	--	--	--	--	--	--	--	--

3.3. Alat dan Bahan

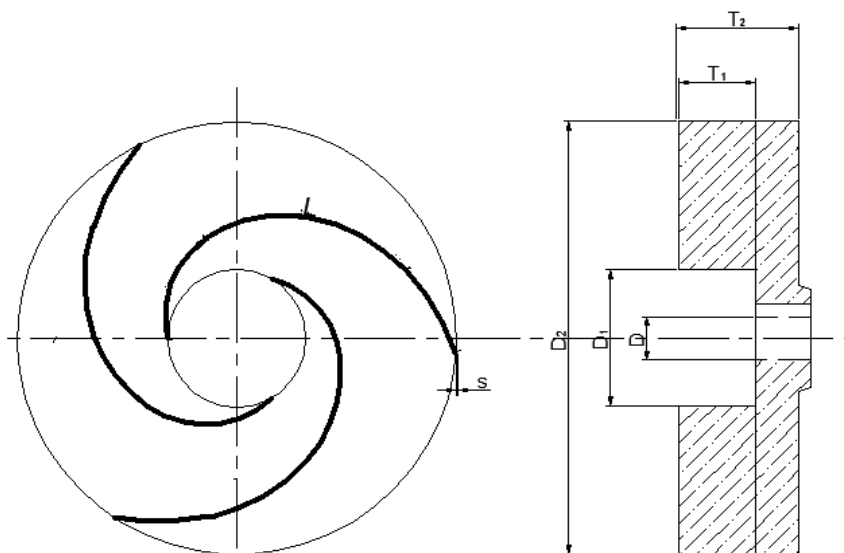
3.3.1. Spesifikasi Pompa

Pompa yang digunakan untuk penelitian tugas akhir ini adalah pompa sentrifugal yang bermerek SAN-EI dengan code401A dan spesifikasi sebagai berikut :



Gambar 3.2. Pompa sentrifugal merek san-ei SE -401A

3.3.2. Spesifikasi Impeller



Gambar 3.3. Spesifikasi Impeller

Spesifikasi

1. Diameter Dalam Impeller (D_1) : 38 mm
2. Diameter Luar Impeller (D_2) : 120 mm
3. Diameter Lubang Poros (D) : 12 mm
4. Tinggi Impeller (T_2) : 20 mm
5. Tinggi Sudu (T_1) : 12 mm
6. Tebal sudu (s) : 2,9 mm
7. Jumlah Sudu (z) : 3
8. Panjang Sudu (L) : 120 mm

3.3.3. Alat dan Bahan

Alat dan bahan yang digunakan yaitu:

1. Pompa sentrifugal

Pompa sentrifugal berfungsi sebagai alat uji untuk memompakan air dari sisi hisap ke sisi tekan.



Gambar 3.4. Pompa Sentrifugal

2. Pipa 1 ½ inchi

Pipa berfungsi sebagai instalasi pipa untuk mengalirkan air dari pipa isap dan mengalir menuju pipa tekan.



Gambar 3.5. Pipa

3. Elbow

Elbow berfungsi untuk menyambung pipa dengan arah yang melengkung, elbow memiliki kelengkungan 90°



Gambar 3.6. Elbow

4. Flow Meter Sensor

Flow Meter Sensor berfungsi sebagai alat ukur untuk mengetahui debit air dan volume air dengan spesifikasi : Model YF-DN40. Working Range 5-150- L/min dan Water Pressure = 1,75 Mpa.



Gambar 3.7. Flow Meter Sensor

5. Manometer U

Manometer U berfungsi sebagai alat mengukur tekanan air di dalam pipa.



Gambar 3.8. Manometer U

6. 3 buah impeller dengan panjang 110 mm, 120 mm, dan 130 mm.

Impeller berfungsi sebagai spesimen yang akan di uji pada pompa dengan diameter impeller yang berbeda.



Gambar 3.9. Impeller

7. Stopwatch

Berfungsi untuk mengukur waktu pada saat menampung air untuk mengetahui debit aliran.



Gambar 3.10. Stopwatch

8. Arduino UNO

Arduino Uno berfungsi sebagai memuat semua yang dibutuhkan untuk mendukung microcontroller, dengan cara dihubungkan dengan komputer menggunakan kabel USB.



Gambar 3.11. Arduino Uno

9. Software Arduino

Berfungsi untuk memprogram arduino flow meter sensor dan mengetahui debit air dan volume yang keluar.



Gambar .3.12. Software Arduino

10. Laptop

Berfungsi untuk membuka Software Arduino



Gambar 3.13. Leptop

11. Gelas Ukur

Berfungsi untuk mengukur banyak air yang keluar dari ujung pipa.



Gambar 3.14. Gelas Ukur

12. Kunci T, Kunci Pas dan kunci Ring

Berfungsi untuk membuka rumah impeller dan membuka mur untuk melepas impeller



Gambar 3.15. Kunci-Kunci untuk membuka impeller dan rumah impeller

13. Meteran

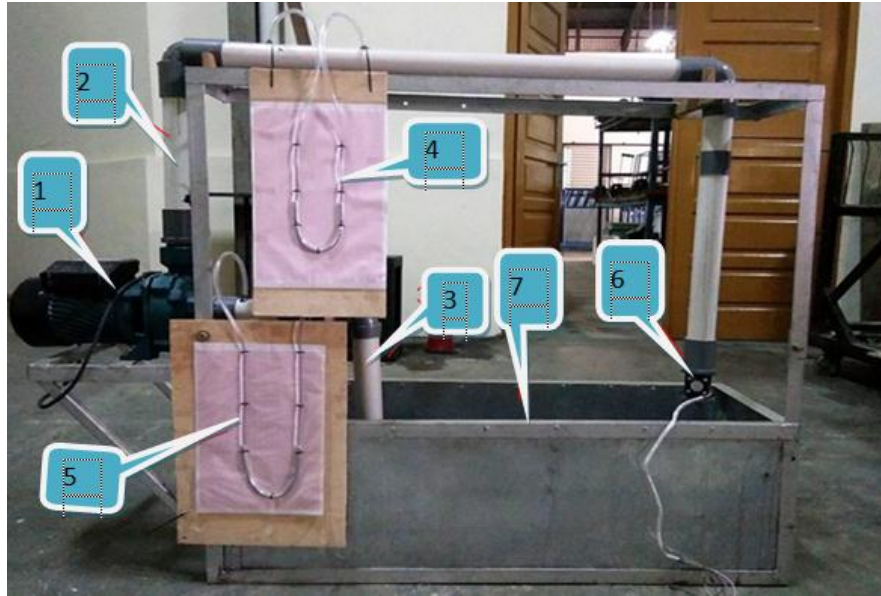
Berfungsi untuk mengukur panjang pipa, mengukur jarak antara pipa isap dengan permukaan air dan mengukur jarak antara pipa tekan dengan permukaan air.



Gambar 3.16. Meteran

3.4. Desain Alat

Desain alat yang digunakan pada penelitian variasi diameter impeller ini adalah desain alat yang sederhana. Alat yang dibuat untuk mengalirkan fluida dari pipa isap dan mengalir ke pipa tekan, setelah adanya perubahan diameter pada impeller. Desain alat dalam penelitian ini dapat dilihat pada gambar 3.3.



Gambar 3.17. Desain alat

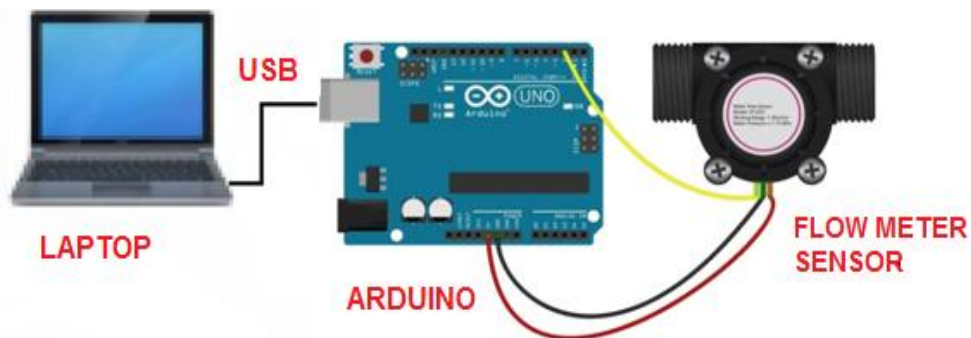
Keterangan :

1. Pompa Sentrifugal mempunyai elemen utama yakni berupa motor penggerak dengan sudu impeller yang berputar dengan kecepatan tinggi untuk memompakan fluida dari sisi isap ke sisi tekan
2. Pipa tekan berguna untuk mengalirkan air menuju flowmeter sensor
3. Pipa isap berguna untuk menghisap fluida dari bak air dan mengalirkannya menuju pipa tekan.
4. Manometer U sisi tekan berguna untuk mengukur tekanan hidrostatik pipa tekan.
5. Manometer U sisi isap berguna untuk mengukur tekanan hidrostatik pipa isap.
6. Flow meter sensor berguna untuk mengukur kapasitas air yang telah di pompakan dari pompa sentrifugal
7. Bak air berguna sebagai wadah Fluida.

3.5. Skema rangkaian flowmeter sensor dengan arduino uno

Rangkaian pada flowmeter sensor terhadap arduino digunakan rangkaian receiver, dimana bagian receiver terdiri dari receiver modul yang akan menerima data kemudian diolah di mikrokontroler arduino uno kedua yang akan didisplay pada laptop.

Untuk skema rangkaian receiver seperti pada gambar di bawah:



Gambar 3.18. Skema rangkaian Flow meter sensor

Bagian transmiter dimulai dari sensor flowmeter yang mempunyai 3 pin. Pertama pin merah sensor yaitu VCC dihubungkan dengan 5V pada arduino, kedua pin hitam yaitu ground dihubungkan dengan ground pada arduino, dan yang terakhir pin kuning yaitu output dihubungkan dengan pin digital I/O (2) pada arduino.

3.6. Pengujian dan teknik pengambilan data

Adapun pengujian dan cara pengambilan data sebagai berikut :

1. Mempersiapkan instalasi dan peralatan.
2. menguji impeller standart dari pompa dengan panjang sudu 120 mm. Lalu hidupkan mesin.

3. Pengambilan data debit air secara manual, dengan cara menampung air sebanyak 5 liter sekaligus mengukur waktu menggunakan stopwatc. Untuk diameter impeller 120 mm.
4. Pengambilan data dari flowmeter sensor dan pengambilan data tekanan pada manometer U untuk impeller dengan diameter 120 mm.
5. Membuka rumah impeller dengan kunci 14 T dan 14 pas lalu membuka impeller dengan kunci 17 ring.
6. mengganti impeller dengan diameter 120 mm, dengan diameter 115 mm, lalu hidupkan pompa.
7. Pengujian dan Pengambilan data debit air secara manual, dengan cara menampung air sebanyak 5 liter sekaligus mengukur waktu menggunakan stopwatch. Untuk diameter impeller 115 mm.
8. Pengambilan data dari flowmeter sensor dan pengambilan data tekanan pada manometer U untuk impeller dengan diameter 115 mm.
9. Membuka rumah impeller dengan kunci 14 T dan 14 ring lalu membuka impeller dengan kunci 17 ring.
10. Mengganti diameter impeller 115 mm, dengan diameter 110 mm, lalu hidupkan pompa.
11. Pengujian dan Pengambilan data debit air secara manual, dengan cara menampung air sebanyak 5 liter sekaligus mengukur waktu menggunakan stopwatch. Untuk diameter impeller 110 mm.
12. Pengambilan data arduino flowmeter sensor dan pengambilan data tekanan pada manometer U untuk impeller dengan diameter impeller 110 mm.
13. Selesai.

BAB 4

HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1. Data Hasil Pengujian

Dari hasil pengujian eksperimen variasi diameter impeller yang dilakukan dengan menggunakan instalasi alat yang sederhana di peroleh data sebagai berikut.

Tabel 4.1. Data hasil pengujian

Diamete r impeller (mm)	h_i Tekanan Sisi Isap (mm)	h_t Tekanan Sisi Tekan (mm)	Voltmeter volt (V)	Waktu (detik)	Volume (liter)	Debit Sisi Isap (l/min)	Debit Sisi Tekan (l/min)
110 mm	9	10	220	3.6	5	54,4	99,9
115 mm	10	11	220	3.4	5	66,0	101,6
120 mm	10	12	220	3.3	5	69,9	103,2

4.1.1. Perhitungan pada diameter impeller 110 mm

Data yang telah diketahui:

Diameter pipa $d = 1^{1/2}$ inchi = 38 mm = 0,038 m

Massa jenis fluida $\gamma = 1000 \text{ kg/m}^3$

Viskositas kinetic zat cair $\nu = 1,307 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

Percepatan gravitasi $g = 9,81 \text{ m/s}^2$

Pipa yang digunakan pada instalasi adalah pipa plastik halus (PVC)

dengan nilai kekasaran $\varepsilon = 0,05 \text{ mm}$.

4.1.1.1. Melukis bentuk sudu impeller dengan diameter 110 mm

Dalam perancangan panjang (kelengkungan) sudu impeller pengaruh diameter impeller dapat menyebabkan sudut inlet β_1 dan sudut outlet β_2 juga akan berubah dan akan mempengaruhi head pompa yang dihasilkan. Sudut inlet yang diijinkan dalam perancangan sudu impeller ialah 15° s/d 25°, sedangkan untuk sudut outlet 15° s/d 40°.

Sudut inlet harus lebih kecil dari pada sudut outlet, jadi untuk mengetahui panjang sudu dari diameter 110 di pakai sudut inlet 15° dan sudut outlet 25°.

Diketahui : $D_1 = 110 \text{ mm}$

$\beta_1 = 15^\circ$

$D_2 = 38 \text{ mm}$

$\beta_2 = 25^\circ$

$D_1 / 2 \longrightarrow 110/2 = 55 \text{ mm}$

$D_2 / 2 \longrightarrow 38/2 = 19 \text{ mm}$

Tabel 4.2. Perhitungan melukis sudu impeller 110 mm

Ring	R	R ²	β	Cosβ	R.cosβ	Rb.cosβb - Ra.cosβa	R ² b-R ² a	ρ
1	19	361	15	0.965	18.335	-	-	-
A	28	784	17.5	0,953	26,684	8,349	423	25,33
B	37	1369	20	0,939	34,743	8,059	585	36.29
C	46	2116	22.5	0,923	42,458	7,715	747	48,41
2	55	3025	25	0.906	49.83	7,372	909	61,65

Harga ρ pada kolom terakhir menunjukkan kelengkungan dan panjang sudu impeller, dapat di hitung dengan persamaan (2.20) sebagai berikut:

$$\rho = \frac{R_2 b - R^2 a}{2.(R_b . \cos \beta_b - R_a . \cos \beta_a)}$$

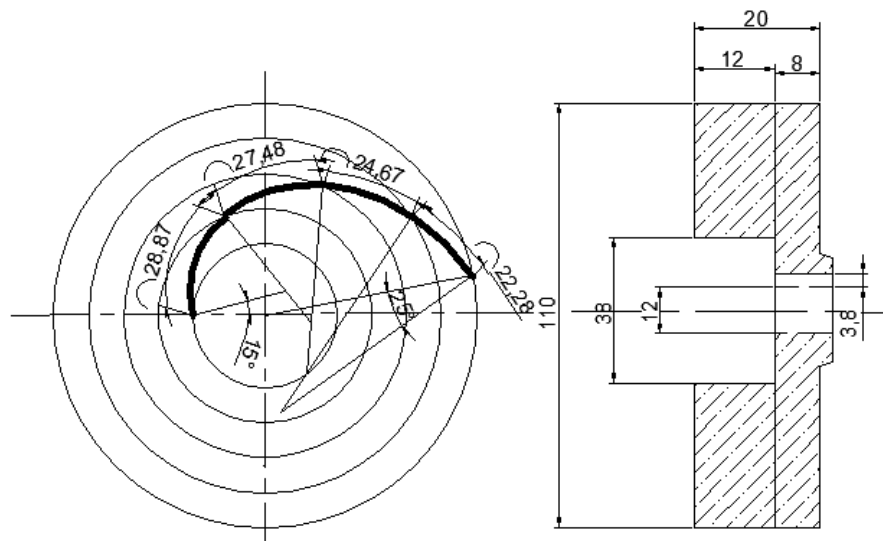
$$\rho = \frac{494,56}{2.(9,33)} = 25,33$$

$$\rho = \frac{704,69}{2.(8,78)} = 36,29$$

$$\rho = \frac{914,81}{2 \cdot (8,11)} = 49,41$$

$$\rho = \frac{1124,94}{2 \cdot (7,38)} = 61,65$$

Dari perhitungan kelengkungan (panjang) sudu impeller diatas maka dapat dilukiskan sudu dari diameter impeller 110 seperti pada gambar 4.1.



Gambar 4.1. Pelukisan sudu pada diameter impeller 110 mm

pengaruh diameter impeller dapat menyebabkan sudut β_2 akan berubah sehingga panjang dari sudu pada diameter 110 adalah:

$$28,87 + 27,48 + 24,67 + 22,28 = 97,3 \text{ mm}$$

4.1.1.2. Debit air Q

Debit air diketahui dari hasil pengujian menggunakan flow meter sensor kemudian diolah di mikrokontroller arduino uno yang akan didisplay pada leptop. Yang ditunjukkan pada gambar 4.2 dan 4.3. pengambilan data debit air dilakukan secara manual dengan cara memasang flow meter sensor pada pipa

dan menampung air pada ujung pipa ke dalam sebuah wadah yang memiliki volume 5 meter, pada saat yang sama juga dilakukan perhitungan waktu yang di peroleh 3,6 detik untuk diameter 110 mm.

Maka data yang di peroleh dari flow meter sensor pada sisi isap sebagai berikut:

Flow Rate	Current Liquid Flowing	Output Liquid Quantity
56.3L/min	938mL/Sec	938mL
54.4L/min	908mL/Sec	1846mL
54.4L/min	908mL/Sec	2754mL
54.4L/min	908mL/Sec	3662mL
52.6L/min	877mL/Sec	4539mL
54.4L/min	908mL/Sec	5447mL
52.6L/min	877mL/Sec	6324mL
52.6L/min	877mL/Sec	7201mL
52.6L/min	877mL/Sec	8078mL
50.8L/min	847mL/Sec	8925mL
52.6L/min	877mL/Sec	9802mL
50.8L/min	847mL/Sec	10649mL
50.8L/min	846mL/Sec	11495mL
50.8L/min	847mL/Sec	12342mL
50.8L/min	847mL/Sec	13189mL
50.8L/min	847mL/Sec	14036mL

Gambar 4.2. Data hasil pengujian pada sisi isap

- Debit air Pada sisi isap $Q_i = 54,4 \text{ L/min} \longrightarrow = 0,00091 \text{ m}^3/\text{s}$

Dan data yang di peroleh dari flow meter sensor pada sisi tekan sebagai berikut:

Flow Rate	Current Liquid Flowing	Output Liquid Quantity
101.7L/min	1695mL/Sec	1695mL
99.9L/min	1665mL/Sec	3360mL
99.9L/min	1665mL/Sec	5025mL
99.9L/min	1665mL/Sec	6690mL
99.9L/min	1665mL/Sec	8355mL
98.0L/min	1634mL/Sec	9989mL
99.9L/min	1665mL/Sec	11654mL
99.9L/min	1665mL/Sec	13319mL
99.9L/min	1665mL/Sec	14984mL
99.9L/min	1665mL/Sec	16649mL
99.9L/min	1665mL/Sec	18314mL
99.9L/min	1665mL/Sec	19979mL
99.8L/min	1663mL/Sec	21642mL
99.9L/min	1665mL/Sec	23307mL
98.0L/min	1634mL/Sec	24941mL
99.9L/min	1665mL/Sec	26606mL
99.9L/min	1665mL/Sec	28271mL

Gambar 4.3. Data hasil pengujian pada sisi tekan

- Debit air Pada sisi tekan $Q_t = 99,9 \text{ L/min} \longrightarrow = 0,00167 \text{ m}^3/\text{s}$

4.1.1.3. Kecepatan aliran pada pipa isap

Sebelum menghitung kecepatan aliran, terlebih dahulu harus mengetahui luas penampang pipa dengan persamaan (2.4):

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

$$A = \frac{3,14}{4} (0,038 \text{ m})^2 = 0,0011 \text{ m}^2$$

Setelah menghitung luas penampang maka kecepatan pada pipa isap dapat diketahui dengan persamaan (2.3):

$$V_i = \frac{Q_i}{A}$$

$$V_i = \frac{0,00091 \text{ m}^3 / \text{s}}{0,0011 \text{ m}^2} = 0,82 \text{ m/s}$$

4.1.1.4. Kecepatan aliran pada pipa tekan

Kecepatan pada pipa tekan didapat dari debit air pada sisi tekan dibagi dengan luas penampang. Dapat diketahui dengan persamaan (2.3):

$$V_t = \frac{Q_t}{A}$$

$$V_t = \frac{0,00167 \text{ m}^3 / \text{s}}{0,0011 \text{ m}^2} = 1,51 \text{ m/s}$$

4.1.1.5. Tekanan hidrostatik pada pipa isap

Dari hasil uji eksperimen pada diameter impeller 110 diperoleh tekanan di dalam pipa yang di ukur menggunakan manometer U, tekanan yang diperoleh pada sisi isap adalah:

untuk menentukan tekanan hidrostatik pada pipa isap Dapat diketahui dengan persamaan (2.5):

$$P_i = \rho \cdot g \cdot h_i$$

$$\begin{aligned} P_i &= 13600 \text{ kg} / \text{m}^3 \cdot 9,81 \text{ m} / \text{s}^2 \cdot 0,009 \text{ m} \\ &= 1200 \text{ N} / \text{m}^2 \end{aligned}$$

4.1.1.6. Tekanan hidrostatik pada pipa tekan

Pada sisi tekan tekanan yang terukur dengan manometer U adalah $h_t = 10$ mm = 0,010 m. (*Tabel data hasil pengujian*). untuk menentukan tekanan hidrostatik pada pipa isap Dapat diketahui dengan persamaan (2.5):

$$P_t = \rho \cdot g \cdot h_t$$

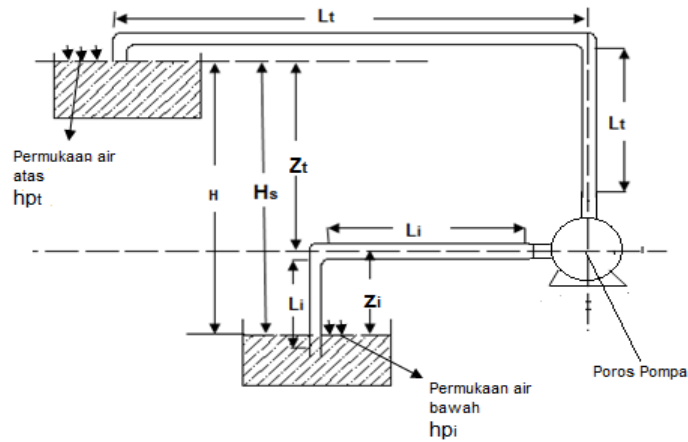
$$\begin{aligned} P_t &= 13600 \text{ kg} / \text{m}^3 \cdot 9,81 \text{ m} / \text{s}^2 \cdot 0,010 \text{ m} \\ &= 1334 \text{ N} / \text{m}^2 \end{aligned}$$

4.1.1.7. Nilai kekasaran relatif

Nilai kekasaran relatif dapat diketahui dengan kekasaran pipa yang digunakan, yaitu pipa plastik halus (PVC) yang di ambil 0,002 mm (*Lampiran tabel nilai kekasaran pada pipa PVC*). dibagi dengan diameter pipa:

$$\varepsilon/d = 0,002 \text{ mm} / 38 \text{ mm} = 0,05$$

4.1.1.8. Perhitungan Head



Gambar 4.4. Head Pompa

Keterangan :

Z_t = ketinggian fluida dari poros pompa ke permukaan air atas = (57 cm)

Z_i = Ketinggian fluida dari poros ke permukaan air bawah (40 cm).

L_t = Panjang pipa, Bagian pipa tekan = (122 cm)

L_i = Panjang pipa, Bagian pipa isap = (80 cm)

a. Head Statis total

Head statis total perbedaan ketinggian antara fluida pada sisi tekan dengan ketinggian fluida pada sisi isap. Dimana diketahui ketinggian sisi tekan dengan ketinggian pada sisi isap pada instalasi di ukur dengan meteran yaitu Ketinggian fluida pada sisi tekan $Z_t = 0,57$ m. Dan $Z_i = 0,4$ m. Untuk mendapatkan head statis total, satuan cm di konversikan menjadi m. Dapat dinyatakan dengan rumus (2.9) sebagai berikut:

$$h_s = Z_t - Z_i$$

$$h_s = 0,57 - 0,4 = 0,17 \text{ m}$$

b. Head kerugian gesek dalam pipa isap dengan bilangan reynold

Dalam mencari kerugian gesek (f) terlebih dahulu mengetahui sifat aliran dengan menggunakan bilangan reynold (Re_i): $V_i =$ didapat dari perhitungan kecepatan aliran pada sisi isap. $d =$ diameter pipa. $\nu =$ didapat dari (*Lampiran tabel viskositas kinetik zat cair*). Dapat ditentukan dengan persamaan (2.10) sebagai berikut:

$$Re_i = \frac{V_i \cdot d}{\nu}$$

$$Re_i = \frac{0,82 \text{ m/s} \cdot 0,038 \text{ m}}{1,307 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}} = 23718,43$$

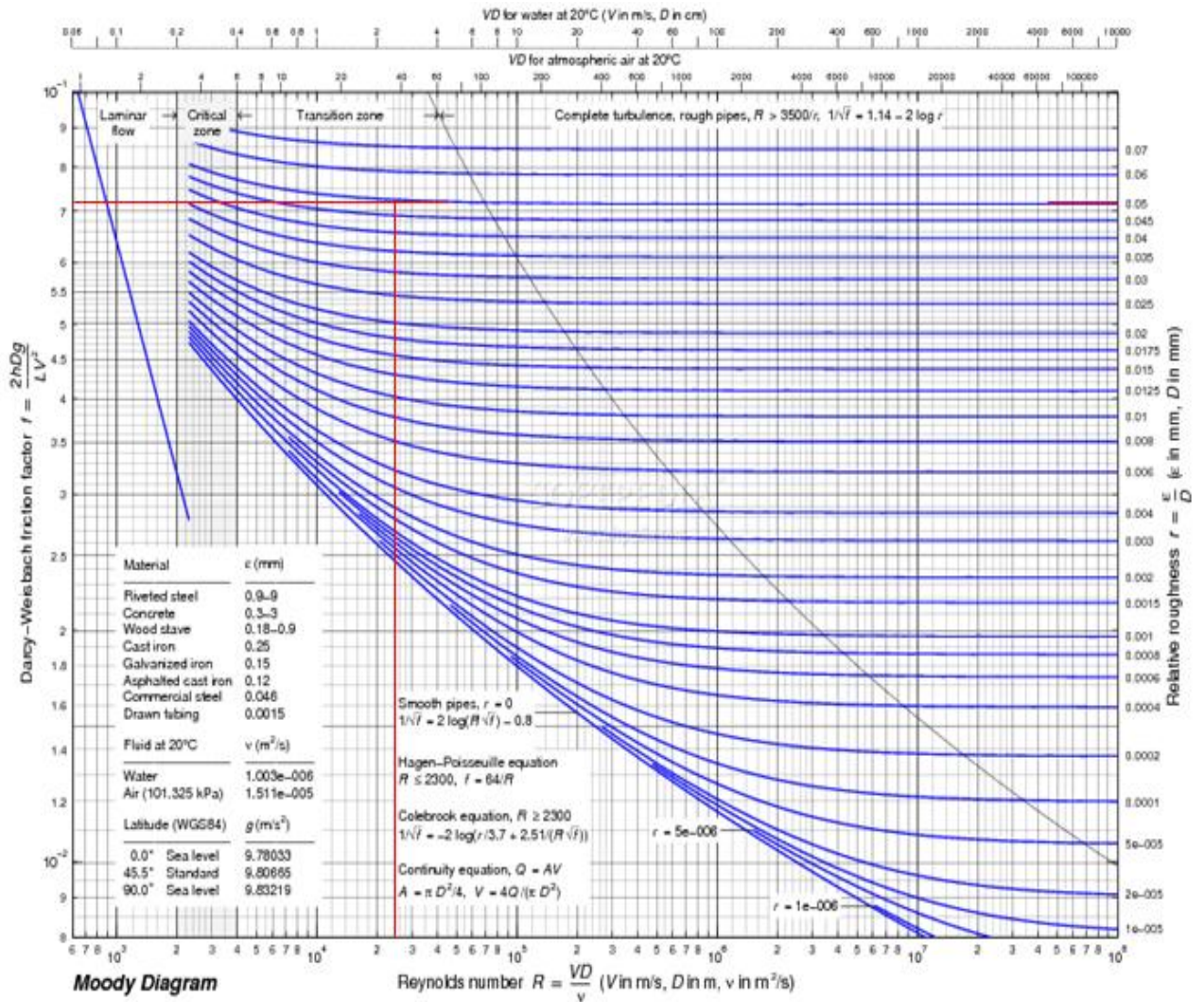
Pada $Re_i > 4000$, aliran pada pipa isap bersifat turbulen, dari bilangan reynold diatas yang diperoleh dengan perhitungan tersebut maka kerugian gesek dalam pipa dapat di tentukan dengan diagram moody, namun untuk ketelitian lebih dapat digunakan persamaan moody untuk aliran turbulen (2.12):

$$f = 0,0055 \left(1 + \left(20000 \times \varepsilon / d + 10^6 / Re \right)^{1/3} \right)$$

$$f = 0,0055 \left(1 + \left(20000 \times 0,05 + 10^6 / 23840,85 \right)^{1/3} \right)$$

$$= 0,081$$

Menentukan kerugian gesek dalam pipa dengan diagram moody pada gambar (4.5)



Gambar 4.5. Diagram moody menentukan faktor gesek pada pipa isap

Dari diagram moody diatas dapat dapat diketahui faktor gesekan pada pipa isap yaitu $f : 0,072$

c. Head kerugian gesek pada pipa isap

Untuk menghitung kerugian gesek antara dinding pipa dengan aliran fluida tanpa adanya perubahan luas penampang di dalam pipa dapat dipakai rumus Darcy yang secara matematis ditulis sebagai berikut, dimana nilai f di ambil dari persamaan moody untuk aliran turbulen dengan nilai $f : 0,081$, $L_i : 80$ cm

panjang pipa pada sisi tekan, (*diukur dengan meteran*), V_i : di dapat dari perhitungan Kecepatan pada sisi isap dan d : diameter pipa. dapat ditentukan dengan persamaan (2.13):

$$h_{f_1} = f \frac{L_i \cdot v_i^2}{d \cdot 2g}$$

$$h_{f_1} = 0,081 \frac{0,8m \cdot (0,82 m / s)^2}{0,038 m \cdot 2 \cdot 9,81 m / s^2} = 0,05 m$$

d. Kerugian head akibat sambungan elbow 90° pipa isap

Kerugian head pada sambungan elbow 90° pada instalasi, pipa isap hanya ada 1 sambungan elbow dengan nilai faktor kelengkungan pipa lekuk 1,129 didapat dari (*Lampiran tabel faktor kerugian belokan pipa*) dan V_i di dapat dari perhitungan kecepatan pada sisi isap. dapat ditentukan dengan persamaan (2.14):

$$hl_1 = nk_1 \frac{v_i^2}{2g}$$

$$hl_1 = 1 \cdot 1,129 \frac{(0,82 m / s)^2}{2 \cdot 9,81 m / s^2} = 0,03$$

e. Kerugian pada katub isap dan saringan

Kerugian head pada katub dan saringan k : 1,97 didapat dari (*Lampiran tabel faktor kerugian dari berbagai katub*) dan V_i di dapat dari perhitungan kecepatan pada sisi isap. Dapat ditentukan dengan persamaan (2.15):

$$hl_2 = k \frac{v_i^2}{2g}$$

$$hl_2 = 1,97 \frac{(0,82 m / s)^2}{2 \cdot 9,81 m / s^2} = 0,06 m$$

Jadi kerugian head pada sisi isap seluruhnya didapat dari kerugian head pada pipa isap lurus ditambah kerugian head terhadap sambungan ditambah kerugian head terhadap katub dan saringan:

$$hl_i = 0,05 + 0,03 + 0,06 = 0,14 \text{ m}$$

f. Head kerugian gesek pada pipa tekan dengan bilangan reynold

Dalam mencari kerugian gesek (f) terlebih dahulu mengetahui sifat aliran dengan menggunakan bilangan reynold (Re_t): $V_i =$ didapat dari perhitungan kecepatan aliran pada sisi tekan. $d =$ diameter pipa. $v =$ didapat dari (*Lampiran tabel viskositas kinetik zat cair*). Dapat ditentukan dengan persamaan (2.10):

$$Re = \frac{V_i \cdot d}{u}$$

$$Re = \frac{1,51 \text{ m/s} \cdot 0,038 \text{ m}}{1,307 \cdot 10^{-6} \text{ m/s}} = 43611,32$$

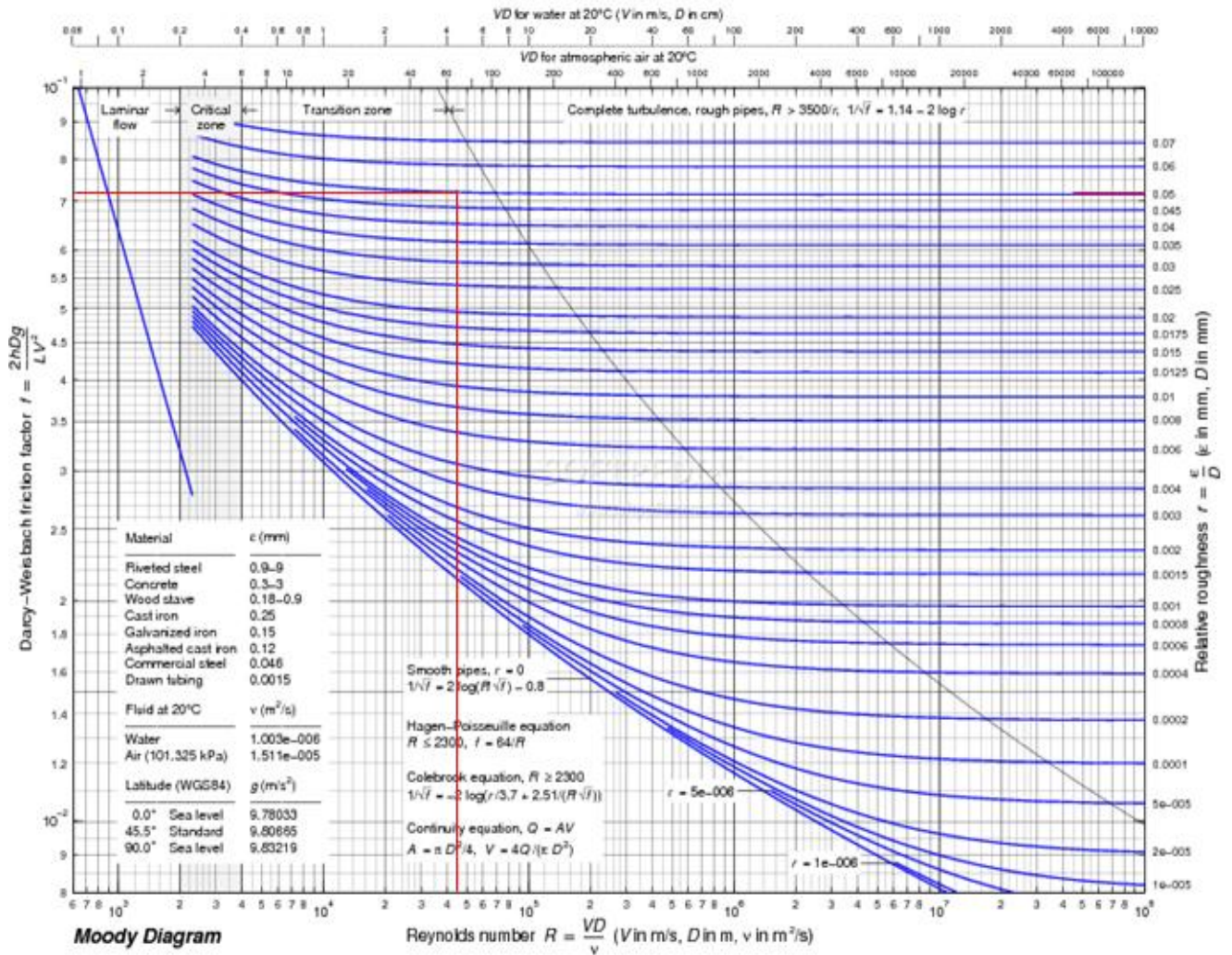
Pada $Re_t > 4000$, aliran pada pipa isap bersifat turbulen, dari bilangan reynold diatas yang diperoleh dengan perhitungan tersebut maka koefisien gesek dalam pipa dapat di tentukan dengan diagram moody, namun untuk ketelitian lebih dapat digunakan persamaan moody (2.12) untuk aliran turbulen:

$$f = 0,0055 \left(1 + \left(20000 \times \varepsilon / d + 10^6 / Re \right)^{1/3} \right)$$

$$f = 0,0055 \left(1 + \left(20000 \times 0,05 + 10^6 / 43611,32 \right)^{1/3} \right)$$

$$= 0,047$$

Menentukan kerugian gesek dalam pipa dengan diagram moody di tujukan pada gambar (4.6)



Gambar 4.6. Diagram moody menentukan faktor gesek pada pipa tekan

Dari diagram moody diatas dapat diketahui faktor gesekan pada pipa isap yaitu $f : 0,072$

g. Head kerugian gesek pada pipa tekan

Untuk menghitung kerugian gesek antara dinding pipa dengan aliran fluida tanpa adanya perubahan luas penampang di dalam pipa dapat dipakai rumus Darcy yang secara matematis ditulis sebagai berikut, dimana nilai f diambil dari persamaan moody untuk aliran turbulen $f : 0,047, L_t : 1,22$ m panjang pipa pada

sisi tekan (*Di ukur dengan meteran*), V_t : didapat dari perhitungan kecepatan aliran fluida pada sisi tekan. dan d : diameter pipa. Dapat dipakai rumus Darcy yang secara matematis ditulis sebagai berikut (2.13):

$$h_{f_2} = f \frac{L_t \cdot v_t^2}{d \cdot 2g}$$

$$h_{f_2} = 0,047 \frac{1,22 \text{ m} \cdot (1,51 \text{ m/s})^2}{0,038 \text{ m} \cdot 2 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2} = 0,17 \text{ m}$$

h. Kerugian head akibat sambungan elbow 90° pada pipa tekan

Kerugian head pada sambungan elbow 90° pada instalasi pipa tekan ada n : 2 sambungan elbow dengan nilai Factor kelengkungan pipa lekuk $k_2 = 1,129$ didapat dari (*Lampiran tabel faktor kerugian belokan pipa*) dan V_t : di dapat dari perhitungan kecepatan aliran fluida pada sisi tekan. Dapat dihitung dengan rumus (2.14) sebagai berikut:

$$hl_2 = nk_2 \frac{v_t^2}{2g}$$

$$hl_2 = 2 \cdot 1,129 \frac{(1,51 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2} = 0,24$$

Jadi kerugian head keseluruhan pada pipa tekan adalah: hf_2 head kerugian gesek pada pipa lurus tekan ditambah hl_2 head kerugian akibat sambungan 90°

$$hl_t = hf_2 + hl_2$$

$$hl_t = 0,17 + 0,24 = 0,41 \text{ m}$$

i. Head kerugian keseluruhan dari pipa tekan dan pipa isap (hl)

Jadi keseluruhan kerugian head di pipa, katub, belokan dll. (hl) adalah kerugian keseluruhan pada pipa tekan (hl_t) di tambah kerugian keseluruhan pada pipa isap (hl_i).

$$hl = hl_t + hl_i$$

$$hl = 0,41 + 0,14 = 0,55 m$$

j. Head Total pompa

Sebelum mencari head total pompa harus menentukan head kecepatan Keluar. Head total pompa dapat di ketahui dengan persamaan sebagai berikut:

$$\frac{V_t^2}{2g} = \frac{(1,51 m / s)^2}{2 \cdot 9,81 m / s^2}$$
$$= 0,11 m/s$$

Nilai Δhp adalah tekanan pada permukaan air sisi atas dan tekanan permukaan air pada sisi bawah, di mana dari instalasi yang di rancang tidak memiliki tekanan pada permukaan air, jadi $\Delta hp = 0$. Maka head total pompa dapat diketahui dengan persamaan (2.8) sebagai berikut:

$$H = h_s + \Delta hp + hl + \frac{V_t^2}{2g}$$
$$H = 0,17 + 0 + 0,55 + 0,11$$
$$= 0,83 m$$

4.1.1.9. Daya Hidrolis

Daya pompa teoritis yang diperlukan untuk mengalirkan sejumlah zat cair. Nilai Daya hidrolis dapat dihitung dengan persamaan (2.16) sebagai berikut:

$$N_h = \frac{\gamma \cdot H \cdot Q}{102}$$

$$N_h = \frac{1000 \cdot 0,83 \cdot 0,00167}{102} = 0,014 \text{ kW}$$

4.1.1.10. Efisiensi pompa

Efisiensi pompa merupakan perbandingan daya yang diberikan pompa kepada fluida dengan daya yang diberikan motor listrik kepada pompa. Sehingga untuk efisiensi pompa (η) dapat dicari dengan menggunakan persamaan(2.17):

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

$$\eta = \frac{0,014}{0,40} \times 100 \% = 3,5$$

4.1.1.11. Daya Pompa Sentrifugal

Berdasarkan energi atau daya dibutuhkan untuk memutar poros pompa dipengaruhi oleh kapasitas pompa, tinggi tekan total pompa, berat jenis fluida yang dipompakan, serta efisiensi total pompa tersebut. Daya yang dibutuhkan untuk memutar poros pompa dirumuskan dengan persamaan (2.18) sebagai berikut:

$$N_p = \frac{\gamma \cdot Q_t \cdot H}{\eta \times 102}$$

$$N_p = \frac{1000 \cdot 0,00167 \cdot 0,83}{3,5 \cdot 102} = 0,0038 \text{ kW}$$

4.1.1.12. Diameter impeller

Untuk melakukan perhitungan pada diameter impeller 110 diketahui putaran pompa 2850, over head coeff $\theta=(0,8-0,9)$ maka diambil $\theta=0,9$.

Perhitungan diameter impeller 110 dapat ditentukan dengan persamaan (2.1)

$$D^2 = \frac{84,5 \cdot \theta \sqrt{H}}{n}$$

$$D^2 = \frac{84,5 \cdot 0,9 \sqrt{0,83}}{2850} = 0,026 \text{ m}$$

4.1.1.13. Net Positive Suction Head (NPSH yang tersedia)

Besarnya NPSH dapat dihitung dengan persamaan berikut (2.17):

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

$$h_{sv} = \frac{0}{9,98} + \frac{237}{9,98} - 0,4 - 0,14 = 23,2 \text{ m}$$

4.1.1.14. Segitiga kecepatan

Untuk mendapatkan besarnya kecepatan relative (w) dapat di gambar segitiga kecepatan pada impeller. Terlebih dahulu harus mengetahui kecepatan impeller dapat di tentukan dengan persamaan sebagai berikut (2.6):

a. Untuk sisi inlet

$$u_1 = \frac{D_1 \cdot \pi \cdot n}{60}$$

$$u_1 = \frac{0,038 \cdot 3,14 \cdot 2850}{60} = 5,6$$

b. Untuk sisi outlet

$$u_2 = \frac{D_2 \cdot \pi \cdot n}{60}$$

$$u_1 = \frac{0,110 \cdot 3,14 \cdot 2850}{60} = 16,4$$

4.1.2. Perhitungan pada diameter impeller 115 mm

Data yang telah diketahui:

Diameter pipa $d = 1^{1/2}$ inchi = 38 mm = 0,038 m

Massa jenis fluida $\gamma = 1000 \text{ kg/m}^3$

Viskositas kinetik zat cair $\nu = 1,307 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

Percepatan gravitasi $g = 9,81 \text{ m/s}^2$

Pipa yang digunakan pada instalasi adalah pipa plastik halus (PVC)

dengan nilai kekasaran $\varepsilon = 0,05 \text{ mm}$

4.1.2.1. Melukis bentuk sudu impeller dengan diameter 115 mm

Dalam perancangan panjang (kelengkungan) sudu impeller pengaruh diameter impeller dapat menyebabkan sudut inlet β_1 dan sudut outlet β_2 juga akan berubah dan akan mempengaruhi head pompa yang dihasilkan. Sudut inlet yang diijinkan dalam perancangan sudu impeller ialah 15° s/d 25° , sedangkan untuk sudut outlet 15° s/d 40° .

Sudut inlet harus lebih kecil dari pada sudut outlet, jadi untuk mengetahui panjang sudu dari diameter 115 di pakai sudut inlet 15° dan sudut outlet 25° .

Diketahui : $D_2 = 115 \text{ mm}$ $\beta_1 = 15^\circ$

$D_1 = 38 \text{ mm}$ $\beta_2 = 25^\circ$

$$D_2 / 2 \longrightarrow 115/2 = 57,5 \text{ mm}$$

$$D_1 / 2 \longrightarrow 38/2 = 19 \text{ mm}$$

Tabel 4.3. Perhitungan melukis sudu impeller 115 mm

Ring	R	R ²	β	cosβ	R.cosβ	Rb.cosβb - Ra.cosβa	R ² b-R ² a	ρ
1	19	361	15	0.96	18.24	-	-	-
A	28,62	819.1	17.5	0.95	27,189	8,949	458	25,58
B	38,24	1462,2	20	0.93	35,56	8,38	643,19	38,36
C	47,86	2290,5	22.5	0.92	44,03	8,47	828,28	48,89
2	57,5	3306	25	0.9	51,75	7,72	1015,43	65,79

Harga ρ pada kolom terakhir menunjukkan kelengkungan dan panjang sudu impeller, dapat di hitung dengan persamaan (2.20) sebagai berikut:

$$\rho = \frac{R_2 b - R^2 a}{2.(R_b . \cos \beta_b - R_a . \cos \beta_a)}$$

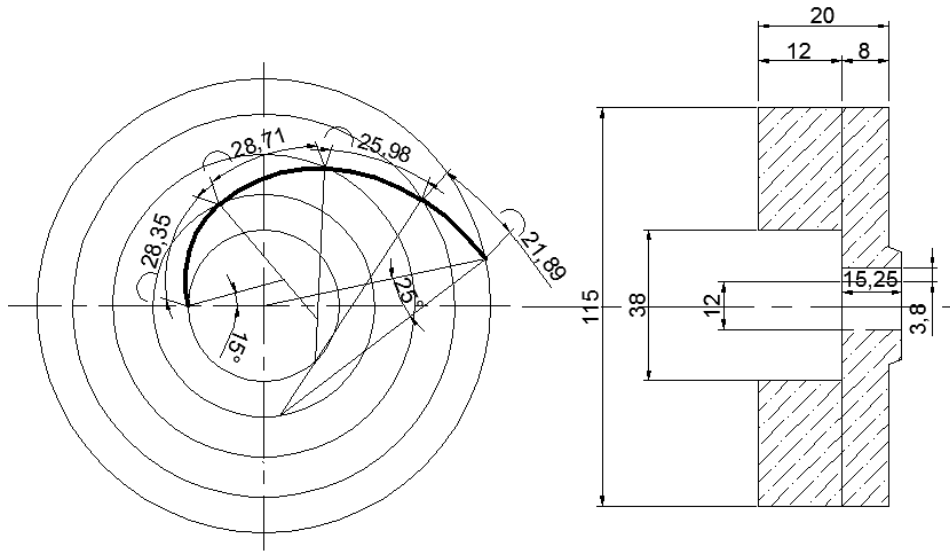
$$\rho = \frac{494,56}{2.(9,65)} = 25,60$$

$$\rho = \frac{704,69}{2.(9,45)} = 31,27$$

$$\rho = \frac{914,81}{2.(8,21)} = 49,61$$

$$\rho = \frac{1124,94}{2.(8,95)} = 62,81$$

Dari perhitungan kelengkungan (panjang) sudu impeller diatas maka dapat dilukiskan sudu dari diameter impeller 115 seperti pada gambar 4.7.



Gambar 4.7. Pelukisan sudu pada diameter impeller 115 mm

pengaruh diameter impeler dapat menyebabkan sudut β_2 akan berubah sehingga panjang dari sudu pada diameter 115 adalah:

$$28,35 + 28,71 + 25,98 + 21,89 = 104,93 \text{ mm}$$

4.1.2.2. Debit air Q

Debit air diketahui dari hasil pengujian menggunakan flow meter sensor kemudian diolah di mikrokontroller arduino uno yang akan didisplay pada laptop. Yang ditunjukkan pada gambar 4.7 dan 4.8. pengambilan data debit air dilakukan secara manual dengan cara memasang flow meter sensor pada pipa dan menampung air pada ujung pipa ke dalam sebuah wadah yang memiliki volume 5 meter, pada saat yang sama juga dilakukan perhitungan waktu yang di peroleh 3,4 detik untuk diameter 115 mm.

Maka data yang di peroleh dari flow meter sensor pada sisi isap sebagai berikut:

Flow Rate	Current Liquid Flowing	Output Liquid Quantity
69.5L/min	1159mL/Sec	1159mL
67.7L/min	1129mL/Sec	2288mL
67.7L/min	1129mL/Sec	3417mL
66.0L/min	1100mL/Sec	4517mL
66.0L/min	1100mL/Sec	5617mL
66.0L/min	1100mL/Sec	6717mL
66.0L/min	1100mL/Sec	7817mL
64.2L/min	1070mL/Sec	8887mL
66.0L/min	1100mL/Sec	9987mL
64.2L/min	1070mL/Sec	11057mL
66.0L/min	1100mL/Sec	12157mL
66.0L/min	1100mL/Sec	13257mL
65.9L/min	1098mL/Sec	14355mL
64.2L/min	1070mL/Sec	15425mL
64.2L/min	1070mL/Sec	16495mL
66.0L/min	1100mL/Sec	17595mL
66.0L/min	1100mL/Sec	18695mL
64.2L/min	1070mL/Sec	19765mL
64.2L/min	1070mL/Sec	20835mL
66.0L/min	1100mL/Sec	21935mL
64.2L/min	1070mL/Sec	23005mL

Gambar 4.8. Data hasil pengujian pada sisi isap

- Debit air Pada sisi isap $Q_i = 66,0 \text{ L/min} \longrightarrow = 0,00110 \text{ m}^3/\text{s}$

Dan data yang di peroleh dari flow meter sensor pada sisi tekan sebagai berikut:

Flow Rate	Current Liquid Flowing	Output Liquid Quantity
103.4L/min	1724mL/Sec	1724mL
101.6L/min	1694mL/Sec	3418mL
101.6L/min	1694mL/Sec	5112mL
101.6L/min	1694mL/Sec	6806mL
101.6L/min	1694mL/Sec	8500mL
101.6L/min	1694mL/Sec	10194mL
101.6L/min	1694mL/Sec	11888mL
101.6L/min	1694mL/Sec	13582mL
101.6L/min	1694mL/Sec	15276mL
101.6L/min	1694mL/Sec	16970mL
103.4L/min	1724mL/Sec	18694mL
101.6L/min	1694mL/Sec	20388mL
101.5L/min	1693mL/Sec	22081mL
103.4L/min	1724mL/Sec	23805mL
101.6L/min	1694mL/Sec	25499mL

Gambar 4.9. Data hasil pengujian pada sisi tekan

- Debit air Pada sisi tekan $Q_t = 101,6 \text{ L/min} \longrightarrow = 0,00169 \text{ m}^3/\text{s}$

4.1.2.3. Kecepatan aliran pipa isap

Sebelum menghitung kecepatan aliran, terlebih dahulu harus mengetahui

luas penampang pipa dengan persamaan (2.4):

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

$$A = \frac{3,14}{4} (0,038 \text{ m})^2 = 0,0011 \text{ m}^2$$

Setelah menghitung luas penampang maka kecepatan pada pipa isap dapat diketahui dengan persamaan (2.3):

$$V_i = \frac{Q_i}{A}$$

$$V_i = \frac{0,00110 \text{ m}^3 / \text{s}}{0,0011 \text{ m}^2} = 1 \text{ m/s}^2$$

4.1.2.4. Kecepatan aliran pada pipa tekan

Kecepatan pada pipa tekan didapat dari debit air pada sisi tekan dibagi dengan luas penampang. Dapat diketahui dengan persamaan (2.3):

$$V_t = \frac{Q_t}{A}$$

$$V_t = \frac{0,00169 \text{ m}^3 / \text{s}}{0,0011 \text{ m}^2} = 1,53 \text{ m/s}$$

4.1.2.5. Tekanan hidrostatik pada pipa isap

Dari hasil uji eksperimen pada diameter impeller 115 diperoleh tekanan di dalam pipa yang di ukur menggunakan manometer U, tekanan yang diperoleh pada sisi isap adalah: $h_1 = 10 \text{ mm} = 0,010 \text{ m}$ (*Tabel data hasil pengujian*)

untuk menentukan tekanan hidrostatik pada pipa isap Dapat diketahui dengan persamaan (2.5):

$$P_i = \rho \cdot g \cdot h_i$$

$$P_i = 13600 \text{ kg} / \text{m}^3 \cdot 9,81 \text{ m} / \text{s}^2 \cdot 0,010 \text{ m}$$

$$= 1334 \text{ N} / \text{m}^2$$

4.1.2.6. Tekanan hidrostatik pada pipa tekan

Pada sisi tekan tekanan yang terukur dengan manometer U adalah $h_t = 11 \text{ mm} = 0,011 \text{ m}$. (*Tabel data hasil pengujian*). Untuk menentukan tekanan hidrostatik pada pipa isap dapat diketahui dengan persamaan (2.5):

$$P_i = \rho \cdot g \cdot h_t$$

$$P_i = 13600 \text{ kg} / \text{m}^3 \cdot 9,81 \text{ m} / \text{s}^2 \cdot 0,011 \text{ m}$$

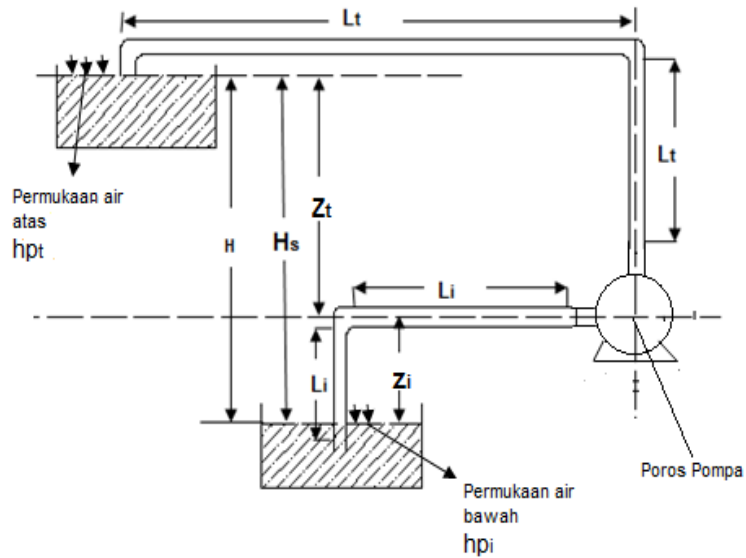
$$= 1467 \text{ N} / \text{m}^2$$

4.1.2.7. Nilai kekasaran relatif

Nilai kekasaran relatif dapat diketahui dengan kekasaran pipa yang digunakan, yaitu pipa plastik halus (PVC) yang diambil 0,002 mm (*Lampiran tabel nilai kekasaran pada pipa PVC*). dibagi dengan diameter pipa:

$$\varepsilon/d = 0,002 \text{ mm} / 0,038 \text{ mm} = 0,05$$

4.1.2.8. Perhitungan Head



Gambar 4.10. Head Pompa

Keterangan :

Z_t = ketinggian fluida dari poros pompa ke permukaan air atas = (57 cm)

Z_i = Ketinggian fluida dari poros ke permukaan air bawah (40 cm).

L_t = Panjang pipa, Bagian pipa tekan = (122 cm)

L_i = Panjang pipa, Bagian pipa isap = (80 cm)

a. Head Statis total

Head statis total perbedaan ketinggian antara fluida pada sisi tekan dengan ketinggian fluida pada sisi isap. Dimana diketahui ketinggian sisi tekan dengan ketinggian pada sisi isap pada instalasi di ukur dengan meteran yaitu Ketinggian fluida pada sisi tekan $Z_t = 0,57$ m. Dan $Z_i = 0,4$ m. Untuk mendapatkan head statis total, satuan cm di konversikan menjadi m. Dapat dinyatakan dengan rumus (2.9) sebagai berikut:

$$h_s = Z_t - Z_i$$

$$h_s = 0,57 - 0,4 = 0,17 \text{ m}$$

b. Head kerugian gesek dalam pipa isap dengan bilangan reynold

Dalam mencari kerugian gesek (f) terlebih dahulu mengetahui sifat aliran dengan menggunakan bilangan reynold (Re_i): $V_i =$ didapat dari perhitungan kecepatan aliran pada sisi isap. $d =$ diameter pipa. $\nu =$ didapat dari (*Lampiran tabel viskositas kinetik zat cair*). Dapat ditentukan dengan persamaan (2.10) sebagai berikut:

$$Re_i = \frac{V_i \cdot d}{\nu}$$

$$Re_i = \frac{1 \text{ m / s} \cdot 0,038 \text{ m / s}}{1.307 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 / \text{s}} = 29074,21$$

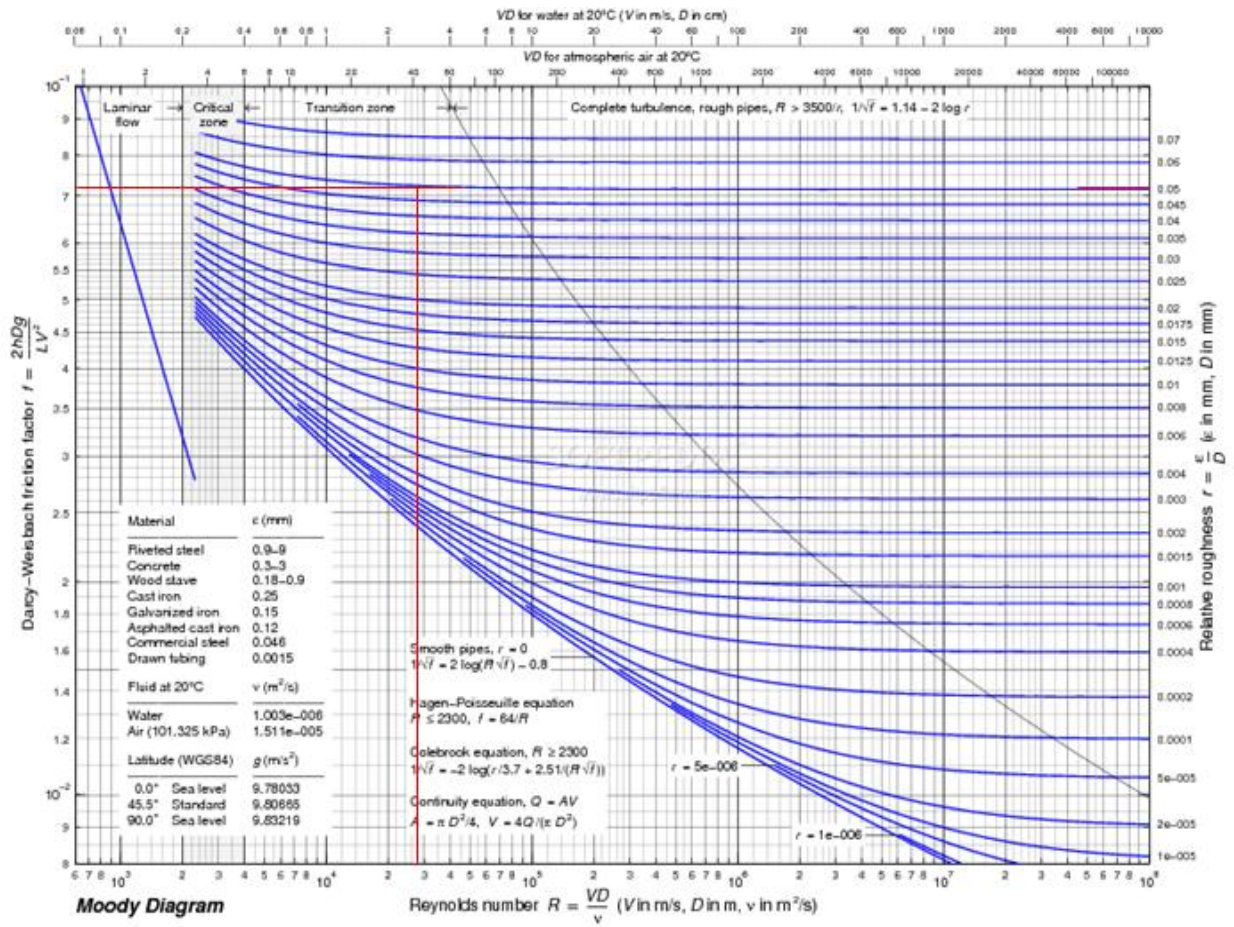
Pada $Re_i > 4000$, aliran pada pipa isap bersifat turbulen, dari bilangan reynold diatas yang diperoleh dengan perhitungan tersebut maka kerugian gesek dalam pipa dapat di tentukan dengan diagram moody, namun untuk ketelitian lebih dapat digunakan persamaan moody untuk aliran turbulen (12):

$$f = 0,0055 \left(1 + \left(20000 \times \varepsilon / d + 10^6 / Re \right)^{1/3} \right)$$

$$f = 0,0055 \left(1 + \left(20000 \times 0,05 + 10^6 / 29074,21 \right)^{1/3} \right)$$

$$= 0,068$$

Menentukan kerugian gesek dalam pipa dengan menggunakan diagram moody di tujukan pada gambar (4.11).



Gambar 4.11. Diagram moody menentukan faktor gesek pada pipa isap

Dari diagram moody diatas dapat dapat diketahui faktor gesekan pada pipa isap yaitu $f : 0,072$

c. Head kerugian gesek pada pipa isap

Untuk menghitung kerugian gesek antara dinding pipa dengan aliran fluida tanpa adanya perubahan luas penampang di dalam pipa dapat dipakai rumus Darcy yang secara matematis ditulis sebagai berikut, dimana nilai f diambil dari persamaan moody untuk aliran turbulen $f : 0,068$, L_i : 80 cm panjang pipa pada sisi tekan,(diukur dengan meteran), V_i : di dapat dari perhitungan Kecepatan pada sisi isap dan d : diameter pipa. dapat ditentukan dengan persamaan (2.13):

$$h_{f_1} = f \frac{L_i \cdot v_i^2}{d 2g}$$

$$h_{f_1} = 0,068 \frac{0,8m \cdot (1m/s)^2}{0,038m \cdot 2 \cdot 9,81m/s^2} = 0,07m$$

d. Kerugian head akibat sambungan elbow 90° pipa isap

Kerugian head pada sambungan elbow 90° pada instalasi, pipa isap hanya ada 1 sambungan elbow dengan nilai faktor kelengkungan pipa lekuk 1,129 didapat dari (*Lampiran tabel faktor kerugian belokan pipa*) dan V_i di dapat dari perhitungan kecepatan pada sisi isap. dapat ditentukan dengan persamaan (2.14):

$$hl_1 = nk_1 \frac{v_i^2}{2g}$$

$$hl_1 = 1.1,129 \frac{(1m/s)^2}{2.9,81m/s^2} = 0,05$$

e. Kerugian pada katub isap dan saringan

Kerugian head pada katub dan saringan $k : 1,97$ didapat dari (*Lampiran tabel faktor kerugian dari berbagai katub*) dan V_i di dapat dari perhitungan kecepatan pada sisi isap. Dapat ditentukan dengan persamaan (2.15):

$$hl_2 = k \frac{v_i^2}{2g}$$

$$hl_2 = 1,97 \frac{(1m/s)^2}{2.9,81m/s^2} = 0,09m$$

Jadi kerugian head pada sisi isap seluruhnya didapat dari kerugian head pada pipa isap lurus ditambah kerugia head terhadap sambungan ditambah kerugian head terhadap katub dan saringan:

$$hl_i = 0,07 + 0,05 + 0,09 = 0,21 m$$

f. Haed kerugian gesek pada pipa tekan dengan bilangan reynold

Dalam mencari kerugian gesek (f) terlebih dahulu mengetahui sifat aliran dengan menggunakan bilangan reynold (Re_t): $V_i =$ didapat dari perhitungan kecepatan aliran pada sisi tekan. $d =$ diameter pipa. $\nu =$ didapat dari (*Lampiran tabel viskositas kinetik zat cair*). Dapat ditentukan dengan persamaan (2.10):

$$Re = \frac{V_i \cdot d}{\nu}$$

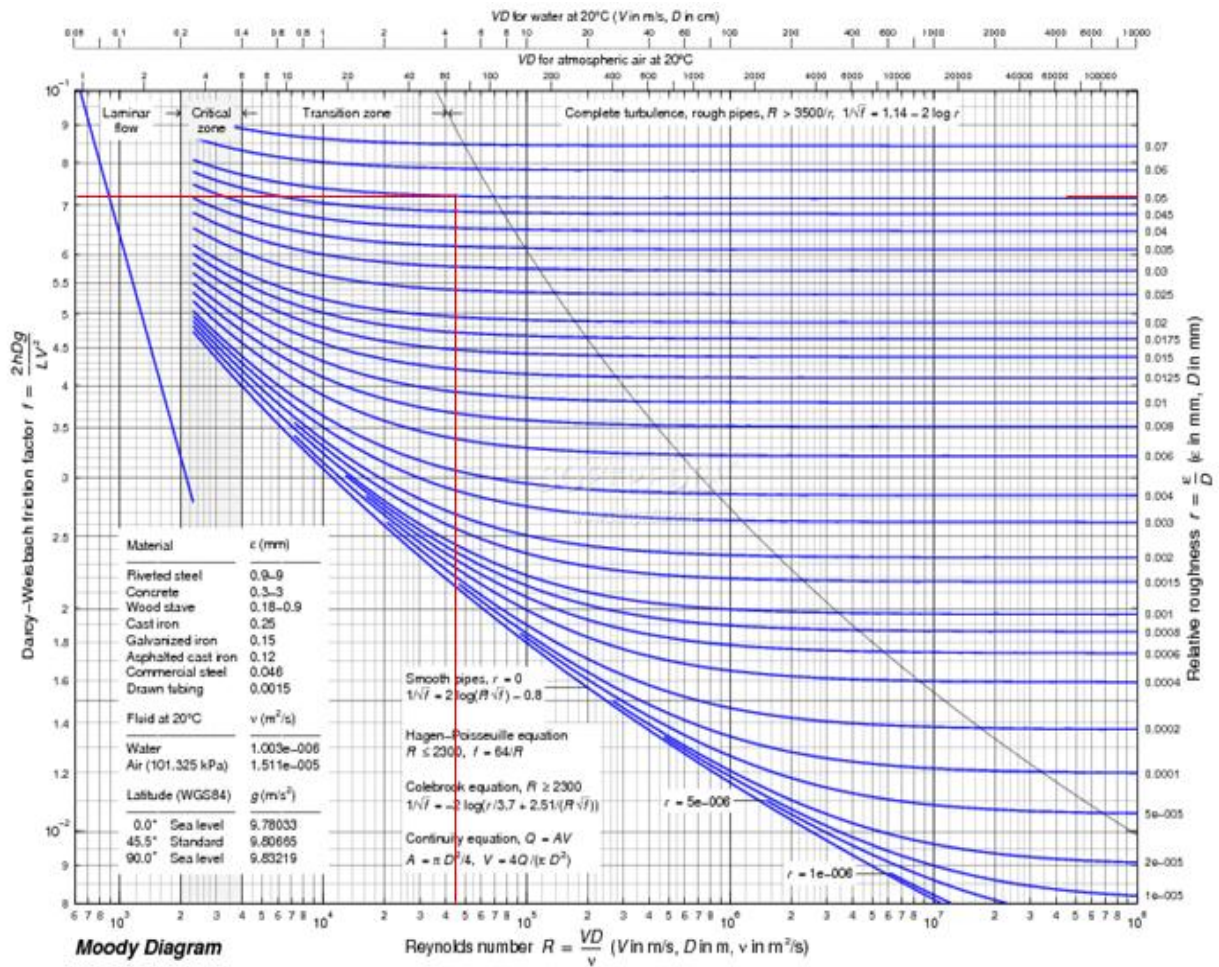
$$Re = \frac{1,53 m / s \cdot 0,038 m}{1,307 \cdot 10^{-6} m / s} = 44483,55$$

Pada $Re_t > 4000$, aliran pada pipa isap bersifat turbulen, dari bilangan reynold diatas yang diperoleh dengan perhitungan tersebut maka kerugian gesek dalam pipa dapat di tentukan dengan diagram moody, namun untuk ketelitian lebih dapat digunakan persamaan moody (2.12) untuk aliran turbulen:

$$f = 0,0055 \left(1 + \left(20000 \times \varepsilon / d + 10^6 / Re \right)^{1/3} \right)$$

$$f = 0,0055 \left(1 + \left(20000 \times 0,05 + 10^6 / 44483,55 \right)^{1/3} \right) = 0,046$$

Menentukan kerugian gesek dalam pipa dengan menggunakan diagram moody ditunjukan pada gambar (4.12)



Gambar 4.12. Diagram moody menentukan faktor gesek pada pipa tekan

Dari diagram moody diatas dapat dapat diketahui faktor gesekan pada pipa isap yaitu $f : 0,072$

g. Head kerugian gesek pada pipa tekan

Untuk menghitung kerugian gesek antara dinding pipa dengan aliran fluida tanpa adanya perubahan luas penampang di dalam pipa dapat dipakai rumus Darcy yang secara matematis ditulis sebagai berikut, dimana nilai f diambil dari persamaan moody untuk aliran turbulen $f : 0,046$, $L_t : 1,22$ m panjang pipa pada sisi tekan (*Di ukur dengan meteran*), V_t : didapat dari perhitungan kecepatan aliran fluida pada sisi tekan. dan d : diameter pipa. Dapat dipakai rumus Darcy yang secara matematis ditulis sebagai berikut (2.13):

$$h_{f_2} = f \frac{L_t \cdot v_t^2}{d 2g}$$

$$h_{f_2} = 0,046 \frac{1,22 \text{ m} \cdot (1,53 \text{ m/s})^2}{0,038 \text{ m} \cdot 2 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2} = 0,17 \text{ m}$$

h. Kerugian head akibat sambungan elbow 90° pada pipa tekan

Kerugian head pada sambungan elbow 90° pada instalasi pipa tekan ada n : 2 sambungan elbow dengan nilai Factor kelengkungan pipa lekuk $k_2 = 1,129$ didapat dari (*Lampiran tabel faktor kerugian belokan pipa*) dan V_t : di dapat dari perhitungan kecepatan aliran fluida pada sisi tekan. Dapat dihitung dengan rumus (2.14) sebagai berikut:

$$hl_1 = nk_2 \frac{v_t^2}{2g}$$

$$hl_1 = 2 \cdot 1,129 \frac{(1,53 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2} = 0,26$$

Jadi kerugian head keseluruhan pada pipa tekan adalah: hf_2 head kerugian gesek pada pipa lurus tekan ditambah hl_2 head kerugian akibat sambungan 90°

$$hl_t = hf_2 + hl_2$$

$$hl_t = 0,17 + 0,26 = 0,43 \text{ m}$$

i. Head kerugian keseluruhan dari pipa tekan dan pipa isap (hl)

Jadi keseluruhan kerugian head di pipa, katub, belokan dll. (hl) adalah kerugian keseluruhan pada pipa tekan (hl_t) di tambah kerugian keseluruhan pada pipa isap (hl_i).

$$hl = hl_t + hl_i$$

$$hl = 0,43 + 0,21 = 0,64 \text{ m}$$

j. Head Total pompa

Sebelum mencari head total pompa harus menentukan head kecepatan Keluar. Head total pompa dapat di ketahui dengan persamaan sebagai berikut:

$$\frac{V_t^2}{2g} = \frac{(1,53 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2} = 0,11 \text{ m/s}$$

Nilai Δhp adalah tekanan pada permukaan air sisi atas dan tekanan permukaan air pada sisi bawah, di mana dari instalasi yang di rancang tidak memiliki tekanan pada permukaan air, jadi $\Delta hp = 0$. Maka head total pompa dapat diketahui dengan persamaan (2.8) sebagai berikut:

$$H = h_s + \Delta hp + hl + \frac{V_t^2}{2g}$$

$$H = 0,17 + 0 + 0,64 + 0,11$$

$$= 0,92 \text{ m}$$

4.1.2.9. Daya Hidrolis

Daya pompa teoritis yang diperlukan untuk mengalirkan sejumlah zat cair. Nilai Daya hidrolis dapat dihitung dengan persamaan (2.16) sebagai berikut:

$$N_h = \frac{\gamma \cdot H \cdot Q}{102}$$

$$N_h = \frac{1000 \cdot 0,92 \cdot 0,00169}{102} = 0,015 \text{ kW}$$

4.1.2.10. Efisiensi pompa

Efisiensi pompa merupakan perbandingan daya yang diberikan pompa kepada fluida dengan daya yang diberikan motor listrik kepada pompa. Sehingga untuk efisiensi pompa (η) dapat dicari dengan menggunakan persamaan(2.17):

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

$$\eta = \frac{0,014}{0,40} \times 100 \% = 3,75$$

4.1.2.11. Daya Pompa Sentrifugal

Berdasarkan energi atau daya dibutuhkan untuk memutar poros pompa dipengaruhi oleh kapasitas pompa, tinggi tekan total pompa, berat jenis fluida yang dipompakan, serta efisiensi total pompa tersebut. Daya yang dibutuhkan untuk memutar poros pompa dirumuskan dengan persamaan (2.18) sebagai berikut:

$$N_p = \frac{\gamma \cdot Q_t \cdot H}{\eta \times 102}$$

$$N_p = \frac{1000 \cdot 0,00169 \cdot 0,92}{3,75 \cdot 102} = 0,0040 \text{ kW}$$

4.1.2.12. Diameter impeller

Untuk melakukan perhitungan pada diameter impeller 115 diketahui putaran pompa 2850, over head coeff $\theta=(0,8-0,9)$ maka diambil $\theta=0,9$. Perhitungan diameter impeller 110 dapat ditentukan dengan persamaan (2.1)

$$D^2 = \frac{84,5 \cdot \theta \sqrt{H}}{n}$$

$$D^2 = \frac{84,5 \cdot 0,9 \cdot \sqrt{0,92}}{2850} = 0,025 \text{ m}$$

4.1.2.13. Net Positive Suction Head (NPSH yang tersedia)

Besarnya NPSH dapat dihitung dengan persamaan (2.17) sebagai berikut:

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

$$h_{sv} = \frac{0}{9,98} + \frac{237}{9,98} - 0,4 - 0,21 = 23,13 \text{ m}$$

4.1.2.14. Segitiga kecepatan

Untuk mendapatkan besarnya kecepatan relative (w) dapat di gambar segitiga kecepatan pada impeller. Terlebih dahulu harus mengetahui kecepatan impeller dapat di tentukan dengan persamaan sebagai berikut:

a. Untuk sisi inlet

$$u_1 = \frac{D_1 \cdot \pi \cdot n}{60}$$

$$u_1 = \frac{0,038 \cdot 3,14 \cdot 2850}{60} = 5,6$$

b. Untuk sisi outlet

$$u_2 = \frac{D_2 \cdot \pi \cdot n}{60}$$

$$u_1 = \frac{0,115 \cdot 3,14 \cdot 2850}{60} = 17,1$$

4.1.3. Perhitungan pada diameter impeller 120 mm

Data yang telah diketahui:

Diameter pipa $d = 1^{1/2}$ inchi = 38 mm = 0,038 m

Massa jenis fluida $\gamma = 1000 \text{ kg/m}^3$

Viskositas kinetik zat cair $\nu = 1,307 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

Percepatan gravitasi $g = 9,81 \text{ m/s}^2$

Pipa yang digunakan pada instalasi adalah pipa plastik halus (PVC)

dengan nilai kekasaran $\varepsilon = 0,012 \text{ mm}$

4.1.3.1. Melukis bentuk sudu impeller dengan diameter 120 mm

Dalam perancangan panjang (kelengkungan) sudu impeller pengaruh diameter impeller dapat menyebabkan sudut inlet β_1 dan sudut outlet β_2 juga akan berubah dan akan mempengaruhi head pompa yang dihasilkan. Sudut inlet yang diijinkan dalam perancangan sudu impeller ialah 15° s/d 25° , sedangkan untuk sudut outlet 15° s/d 40° .

Sudut inlet harus lebih kecil dari pada sudut outlet, jadi untuk mengetahui panjang sudu dari diameter 120 di pakai sudut inlet 15° dan sudut outlet 25° .

Diketahui : $D_1 = 120 \text{ mm}$ $\beta_1 = 15^\circ$

$D_2 = 38 \text{ mm}$ $\beta_2 = 25^\circ$

$D_1/2 \longrightarrow 120/2 = 60 \text{ mm}$

$D_2/2 \longrightarrow 38/2 = 19 \text{ mm}$

Tabel 4.4. Perhitungan melukis sudu impeller 120 mm

Ring	R	R ²	β	cosβ	R.cosβ	Rb.cosβb - Ra.cosβa	R ² b-R ² a	ρ
1	19	361	15	0,96	18,33	-	-	-
A	29,25	855,56	17,5	0,95	27,78	9,54	494,56	25,89
B	39,5	1560,25	20	0,93	36,73	8,94	704,69	39,37
C	49,75	2475,06	22,5	0,92	45,77	8,03	914,81	50,62
2	60	3600	25	0,90	54	7,23	1124,94	68,34

Harga ρ pada kolom terakhir menunjukkan kelengkungan dan panjang sudu impeller, dapat di hitung dengan persamaan (2.20) sebagai berikut:

$$\rho = \frac{R_2 b - R^2 a}{2.(R_b . \cos \beta_b - R_a . \cos \beta_a)}$$

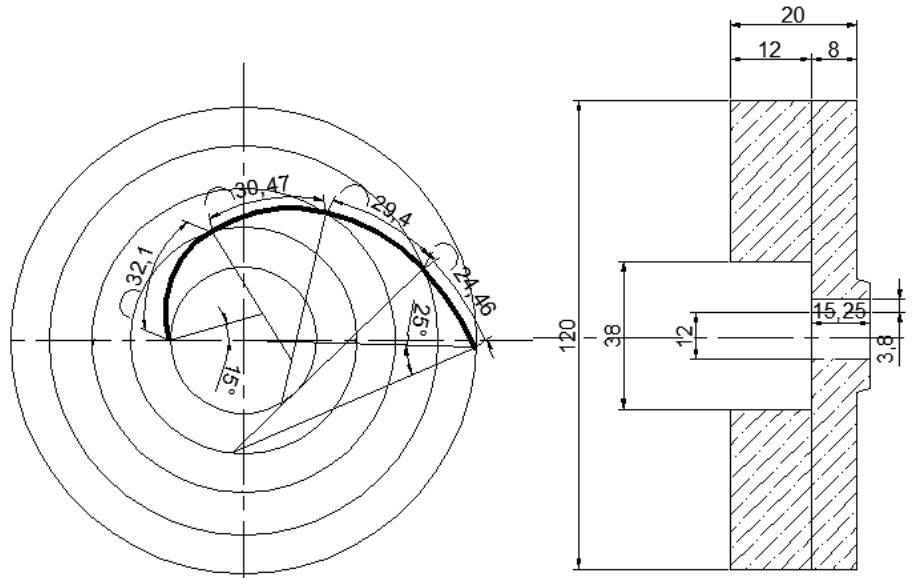
$$\rho = \frac{494,56}{2.(9,54)} = 25,89$$

$$\rho = \frac{704,69}{2.(8,94)} = 39,37$$

$$\rho = \frac{914,81}{2.(8,03)} = 50,62$$

$$\rho = \frac{1124,94}{2.(7,23)} = 68,34$$

Dari perhitungan kelengkungan (panjang) sudu impeller diatas maka dapat dilukiskan sudu dari diameter impeller 120 seperti pada gambar 4.13.



Gambar 4.13. Pelukisan sudu pada diameter impeller 120 mm

pengaruh diameter impeler dapat menyebabkan sudut β_2 akan berubah sehingga panjang dari sudu pada diameter 120 adalah:

$$32,1 + 30,47 + 29,4 + 24,46 = 116,43 \text{ mm}$$

4.1.3.2. Debit air Q

Debit air diketahui dari hasil pengujian menggunakan flow meter sensor kemudian diolah di mikrokontroller arduino uno yang akan didisplay pada laptop. Yang ditunjukkan pada gambar 4.14 dan 4.15. pengambilan data debit air dilakukan secara manual dengan cara memasang flow meter sensor pada pipa dan menampung air pada ujung pipa ke dalam sebuah wadah yang memiliki volume 5 meter, pada saat yang sama juga dilakukan perhitungan waktu yang di peroleh 3,3 detik untuk diameter 120 mm.

Maka data yang di peroleh dari flow meter sensor pada sisi isap sebagai berikut:

Flow Rate	Current Liquid Flowing	Output Liquid Quantity
71.5L/min	1193mL/Sec	1193mL
69.9L/min	1165mL/Sec	2358mL
69.9L/min	1165mL/Sec	3523mL
69.9L/min	1165mL/Sec	4688mL
69.9L/min	1165mL/Sec	5853mL
69.9L/min	1165mL/Sec	7018mL
69.9L/min	1165mL/Sec	8183mL
71.5L/min	1193mL/Sec	9376mL
71.5L/min	1193mL/Sec	10569mL
69.9L/min	1165mL/Sec	11734mL
69.9L/min	1165mL/Sec	12899mL
69.9L/min	1165mL/Sec	14064mL

Gambar 4.14. Data hasil pengujian pada sisi isap

- Debit air pada sisi isap $Q_i = 69,9 \text{ L/min} \longrightarrow = 0,00117 \text{ m}^3/\text{s}$.

Dan data yang diambil dari flow meter sensor untuk debit pada sisi tekan adalah:

Flow Rate	Current Liquid Flowing	Output Liquid Quantity
103.2L/min	1720mL/Sec	1720mL
103.2L/min	1720mL/Sec	3440mL
103.2L/min	1720mL/Sec	5160mL
103.2L/min	1720mL/Sec	6880mL
103.2L/min	1720mL/Sec	8600mL
103.2L/min	1720mL/Sec	10320mL
101.5L/min	1692mL/Sec	12012mL
101.5L/min	1692mL/Sec	13704mL
101.5L/min	1692mL/Sec	15396mL
103.2L/min	1720mL/Sec	17116mL
101.5L/min	1692mL/Sec	18808mL
101.5L/min	1692mL/Sec	20500mL
101.4L/min	1691mL/Sec	22191mL

Gambar 4.15. Data hasil pengujian pada sisi tekan

- Debit air pada sisi tekan $Q_t = 103,8 \text{ L/min} \longrightarrow = 0,00173 \text{ m}^3/\text{s}$

4.1.3.3. Kecepatan aliran pipa isap

Sebelum menghitung kecepatan aliran, terutama harus mengetahui luas penampang pipa dengan persamaan (2.4):

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

$$A = \frac{3,14}{4}(0,038 \text{ m})^2 = 0,0011 \text{ m}^2$$

Setelah menghitung luas penampang maka kecepatan pada pipa isap dapat diketahui dengan persamaan (2.3):

$$V_i = \frac{Q_i}{A}$$

$$V_i = \frac{0,00117 \text{ m}^3/s}{0,0011 \text{ m}^2} = 1,06 \text{ m/s}^2$$

4.1.3.4. Kecepatan aliran pada pipa tekan

Kecepatan pada pipa tekan didapat dari debit air pada sisi tekan dibagi dengan luas penampang. Dapat diketahui dengan persamaan (2.3):

$$V_t = \frac{Q_t}{A}$$

$$V_t = \frac{0,00173 \text{ m}^3/s}{0,0011 \text{ m}^2} = 1,57 \text{ m/s}$$

4.1.3.5. Tekanan hidrostatis pada pipa isap

Dari hasil uji eksperimen pada diameter impeller 110 diperoleh tekanan di dalam pipa yang di ukur menggunakan manometer U, tekanan yang diperoleh pada sisi isap adalah: $h_1 = 10 \text{ mm} = 0,010 \text{ m}$ (*Tabel data hasil pengujian*).
untuk menentukan tekanan hidrostatis pada pipa isap Dapat diketahui dengan persamaan (2.5):

$$P_i = \rho \cdot g \cdot h_i$$

$$P_i = 13600 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot 0,010 \text{ m} = 1334 \text{ N/m}^2$$

4.1.3.6. Tekanan hidrostatik pada pipa tekan

Pada sisi tekan tekanan yang terukur dengan manometer U adalah $h_t = 12$ mm = 0,012 m. (Tabel data hasil pengujian). untuk menentukan tekanan hidrostatik pada pipa isap Dapat diketahui dengan persamaan (2.5):

$$P_i = \rho \cdot g \cdot h_t$$

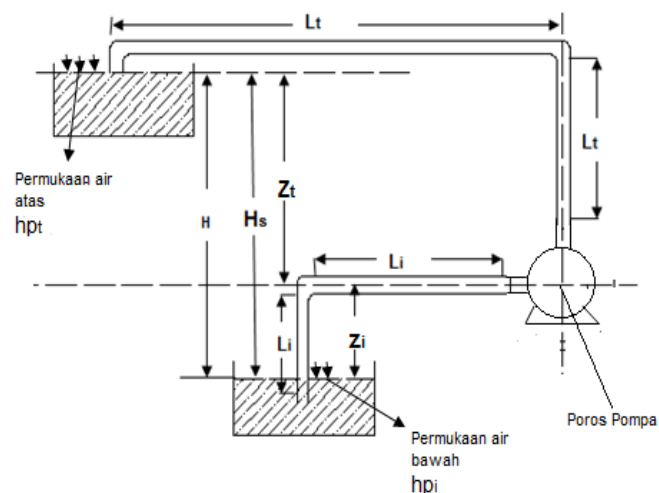
$$P_i = 13600 \text{ kg / m}^3 \cdot 9,81 \text{ m / s}^2 \cdot 0,012 \text{ m} = 1600 \text{ N / m}^2$$

4.1.3.7. Nilai kekasaran relatif

Nilai kekasaran relatif dapat diketahui dengan kekasaran pipa yang digunakan, yaitu pipa plastik halus (PVC) yang di ambil 0,002 mm (Lampiran tabel nilai kekasaran pada pipa PVC). dibagi dengan diameter pipa:

$$\varepsilon/d = 0,002 \text{ mm} / 0,038 \text{ mm} = 0,05$$

4.1.3.8. Perhitungan Head



Gambar 4.16. Head Pompa

Keterangan :

Z_t = ketinggian fluida dari poros pompa ke permukaan air atas = (57 cm)

Z_i = Ketinggian fluida dari poros ke permukaan air bawah (40 cm).

L_t = Panjang pipa, Bagian pipa tekan = (122 cm)

L_i = Panjang pipa, Bagian pipa isap = (80 cm)

a. Head Statis total

Head statis total adalah perbedaan ketinggian antara fluida pada sisi tekan dengan ketinggian fluida pada sisi isap. Dimana diketahui ketinggian sisi tekan dengan ketinggian pada sisi isap pada instalasi di ukur dengan meteran yaitu Ketinggian fluida pada sisi tekan $Z_t = 0,57$ m. Dan $Z_i = 0,4$ m. Untuk mendapatkan head statis total, satuan cm di konversikan menjadi m. Dapat dinyatakan dengan rumus (2.9) sebagai berikut:

$$h_s = Z_t - Z_i$$

$$h_s = 0,57 - 0,4 = 0,17 \text{ m}$$

b. Head kerugian gesek dalam pipa isap dengan bilangan reynold

Dalam mencari kerugian gesek (f) terlebih dahulu mengetahui sifat aliran dengan menggunakan bilangan reynold (Re_i): V_i = didapat dari perhitungan kecepatan aliran pada sisi isap. d = diameter pipa. ν = didapat dari (*Lampiran tabel viskositas kinetik zat cair*). Dapat ditentukan dengan persamaan (2.10) sebagai berikut:

$$Re_i = \frac{V_i \cdot d}{\nu}$$

$$Re_i = \frac{1,06 \text{ m/s} \cdot 0,038 \text{ m}}{1,307 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}} = 30818,66$$

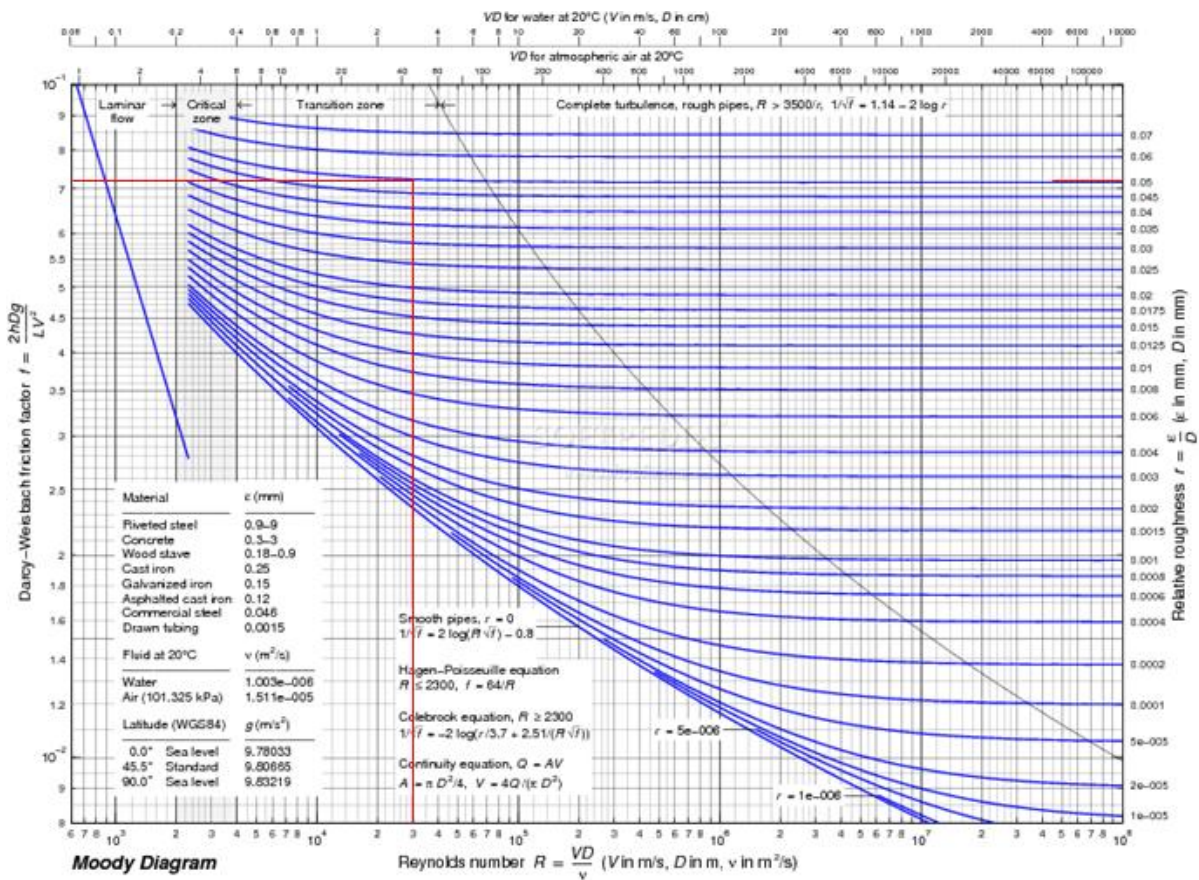
Pada $Re_i > 4000$, aliran pada pipa isap bersifat turbulen, dari bilangan reynold diatas yang diperoleh dengan perhitungan tersebut maka faktor gesek dalam pipa dapat di tentukan dengan diagram moody, namun untuk ketelitian lebih dapat digunakan persamaan moody untuk aliran turbulen (2.12):

$$f = 0,0055 \left(1 + \left(20000 \times \varepsilon / d + 10^6 / Re \right)^{1/3} \right)$$

$$f = 0,0055 \left(1 + \left(20000 \times 0,05 + 10^6 / 30818,66 \right)^{1/3} \right)$$

$$= 0,064$$

Selain dari rumus di atas faktor gesek dapat juga diketahui dengan diagram moody.



Gambar 4.17. Diagram moody menentukan faktor gesek pada pipa isap

Dari diagram moody diatas dapat dapat diketahui faktor gesekan pada pipa isap yaitu $f : 0,079$

c. Head kerugian gesek pada pipa lurus isap

Untuk menghitung kerugian gesek antara dinding pipa dengan aliran fluida tanpa adanya perubahan luas penampang di dalam pipa dapat dipakai rumus Darcy yang secara matematis ditulis sebagai berikut, dimana nilai f diambil dari persamaan moody untuk aliran turbulen $f : 0,064$, $L_i : 80$ cm panjang pipa pada sisi tekan, (*diukur dengan meteran*), V_i : di dapat dari perhitungan Kecepatan pada sisi isap dan d : diameter pipa. dapat ditentukan dengan persamaan (2.13):

$$h_{f_1} = f \frac{L_i \cdot v_i^2}{d \cdot 2g}$$

$$h_{f_1} = 0,064 \frac{0,8m \cdot (1,06 m / s)^2}{0,038 m \cdot 2 \cdot 9,81 m / s^2} = 0,07 m$$

d. Kerugian head akibat sambungan elbow 90° pipa isap

Kerugian head pada sambungan elbow 90° pada instalasi, pipa isap hanya ada 1 sambungan elbow dengan nilai faktor kelengkungan pipa lekuk 1,129 didapat dari (*Lampiran tabel faktor kerugian belokan pipa*) dan V_i di dapat dari perhitungan kecepatan pada sisi isap. dapat ditentukan dengan persamaan (2.14):

$$hl_1 = nk_1 \frac{v_i^2}{2g}$$

$$hl_1 = 1.1,129 \frac{(1,06 m / s)^2}{2 \cdot 9,81 m / s^2} = 0,06$$

e. Kerugian head pada katub isap dan saringan

Kerugian head pada katub dan saringan $k : 1,97$ didapat dari (*Lampiran tabel faktor kerugian dari berbagai katub*) dan V_i di dapat dari perhitungan kecepatan pada sisi isap. Dapat ditentukan dengan persamaan (2.15):

$$hl_2 = k \frac{v_i^2}{2g}$$

$$hl_2 = 1,97 \frac{(1,05 \text{ m / s})^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m / s}^2} = 0,11 \text{ m}$$

Jadi kerugian head pada sisi isap seluruhnya didapat dari kerugian head pada pipa isap lurus ditambah kerugian head terhadap sambungan ditambah kerugian head terhadap katub dan saringan:

$$hl_i = hf_1 + hl_1 + hl_2$$

$$hl_i = 0,07 + 0,06 + 0,11 = 0,24 \text{ m}$$

f. Haed kerugian gesek pada pipa tekan dengan bilangan reynold

Dalam mencari koefisien gesek (f) terlebih dahulu mengetahui sifat aliran dengan menggunakan bilangan reynold (Re_t): $V_i =$ didapat dari perhitungan kecepatan aliran pada sisi tekan. $d =$ diameter pipa. $\nu =$ didapat dari (*Lampiran tabel viskositas kinetik zat cair*). Dapat ditentukan dengan persamaan (2.10):

$$Re = \frac{V_t \cdot d}{\nu}$$

$$Re = \frac{1,57 \text{ m / s} \cdot 0,038 \text{ m}}{1,307 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 / \text{s}} = 45646,51$$

Pada $Re_t > 4000$, aliran pada pipa isap bersifat turbulen, dari bilangan reynold diatas yang diperoleh dengan perhitungan tersebut maka faktor gesek

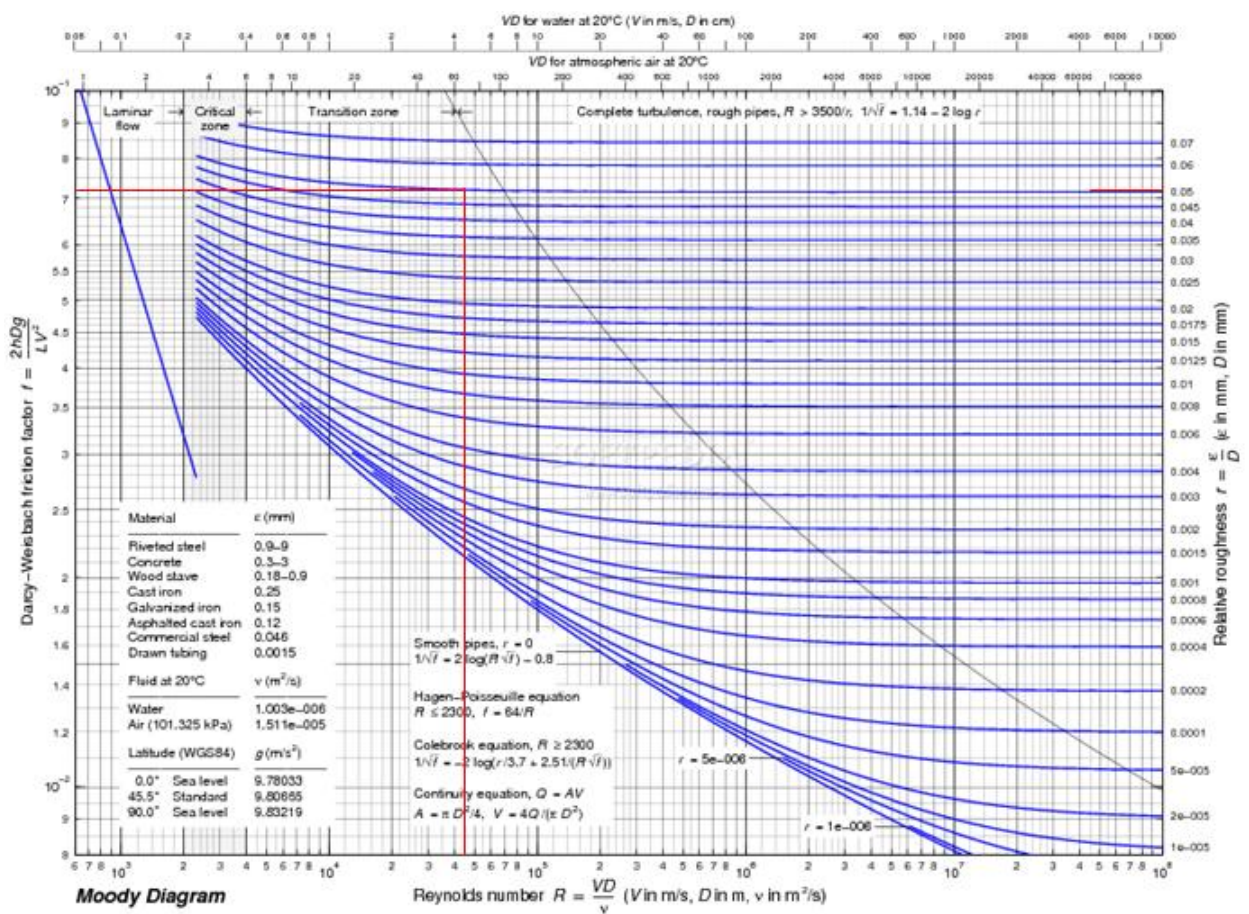
dalam pipa dapat di tentukan dengan diagram moody, namun untuk ketelitian lebih dapat digunakan persamaan moody untuk aliran turbulen (2.12):

$$f = 0,0055 \left(1 + \left(20000 \times \varepsilon / d + 10^6 / \text{Re} \right)^{1/3} \right)$$

$$f = 0,0055 \left(1 + \left(20000 \times 0,05 + 10^6 / 45646,51 \right)^{1/3} \right)$$

$$= 0,045$$

Menentukan kerugian gesek dalam pipa dengan diagram moody pada gambar 4.18



Gambar 4.18. Diagram moody menentukan faktor gesek pada pipa tekan

Dari diagram moody diatas dapat dapat diketahui faktor gesekan pada pipa isap yaitu $f : 0,072$

g. Head kerugian gesek pada pipa lurus tekan

Untuk menghitung kerugian gesek antara dinding pipa dengan aliran fluida tanpa adanya perubahan luas penampang di dalam pipa dapat dipakai rumus Darcy yang secara matematis ditulis sebagai berikut, dimana nilai f diambil dari persamaan moody untuk aliran turbulen $f: 0,045$, $L_t: 1,22$ m panjang pipa pada sisi tekan (*Di ukur dengan meteran*), V_t : didapat dari perhitungan kecepatan aliran fluida pada sisi tekan. dan d : diameter pipa. Dapat dipakai rumus Darcy (2.13) ditulis sebagai berikut:

$$h_{f_2} = f \frac{L_t \cdot v_t^2}{d \cdot 2g}$$
$$h_{f_2} = 0,045 \frac{1,22 \text{ m} \cdot (1,56 \text{ m/s})^2}{0,038 \text{ m} \cdot 2 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2} = 0,17 \text{ m}$$

h. Kerugian head akibat sambungan elbow 90° pada pipa tekan

Kerugian head pada sambungan elbow 90° pada instalasi pipa tekan ada $n = 2$ sambungan elbow dengan nilai Factor kelengkungan pipa lekuk $k_2 = 1,129$ didapat dari (*Lampiran tabel faktor kerugian belokan pipa*) dan V_t : di dapat dari perhitungan kecepatan aliran fluida pada sisi tekan. Dapat dihitung dengan rumus (2.14) sebagai berikut:

$$hl_1 = nk_2 \frac{v_t^2}{2g}$$
$$hl_1 = 2 \cdot 1,129 \frac{(1,57 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2} = 0,28$$

Jadi kerugian head keseluruhan pada pipa tekan adalah: hf_2 head kerugian gesek pada pipa lurus tekan ditambah hl_2 head kerugian akibat sambungan 90°

$$hl_t = hf_2 + hl_2$$

$$hl_t = 0,17 + 0,28 = 0,45 \text{ m}$$

i. Head kerugian keseluruhan dari pipa tekan dan pipa isap (hl)

Jadi keseluruhan kerugian head di pipa, katub, belokan dll. (hl) adalah kerugian keseluruhan pada pipa tekan (hl_t) di tambah kerugian keseluruhan pada pipa isap (hl_i).

$$hl = hl_t + hl_i$$

$$hl = 0,45 + 0,24 = 0,69 \text{ m}$$

j. Head Total pompa

Sebelum mencari head total pompa harus menentukan head kecepatan Keluar. Head total pompa dapat di ketahui dengan persamaan sebagai berikut:

$$\frac{V_t^2}{2g} = \frac{(1,57 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2} = 0,12 \text{ m/s}$$

Nilai Δhp adalah tekanan pada permukaan air sisi atas dan tekanan permukaan air pada sisi bawah, di mana dari instalasi yang di rancang tidak memiliki tekanan pada permukaan air, jadi $\Delta hp = 0$. Maka head total pompa dapat diketahui dengan persamaan(2.8) sebagai berikut:

$$H = h_s + \Delta hp + hl + \frac{V_t^2}{2g}$$

$$H = 0,17 + 0 + 0,69 + 0,12$$

$$= 0,98 \text{ m}$$

4.1.3.9. Daya Hidrolis

Daya pompa teoritis yang diperlukan untuk mengalirkan sejumlah zat cair. Nilai Daya hidrolis dapat dihitung dengan persamaan (2.16) sebagai berikut:

$$N_h = \frac{\gamma \cdot H \cdot Q_t}{102}$$

$$N_h = \frac{1000 \cdot 0,98 \cdot 0,00172}{102} = 0,016 \text{ kW}$$

4.1.3.10. Efisiensi pompa

Efisiensi pompa merupakan perbandingan daya yang diberikan pompa kepada fluida dengan daya yang diberikan motor listrik kepada pompa. Sehingga untuk efisiensi pompa (η) dapat dicari dengan menggunakan persamaan (2.17):

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

$$\eta = \frac{0,016}{0,40} \times 100 \% = 4\%$$

4.1.3.11. Daya Pompa Sentrifugal

Berdasarkan energi atau daya dibutuhkan untuk memutar poros pompa dipengaruhi oleh kapasitas pompa, tinggi tekan total pompa, berat jenis fluida yang dipompakan, serta efisiensi total pompa tersebut. Daya yang dibutuhkan untuk memutar poros pompa dirumuskan dengan persamaan (2.18) sebagai berikut:

$$N_p = \frac{\gamma \cdot Q_t \cdot H}{\eta \times 102}$$

$$N_p = \frac{1000 \cdot 0,00172 \cdot 0,98}{4 \cdot 102} = 0,0041 \text{ kW}$$

4.1.3.12. Diameter impeller

Untuk melakukan perhitungan pada diameter impeller 120 harus mengukur terlebih dahulu putaran pompa. Putaran pompa di ukur dengan menggunakan tachometer. Perhitungan diameter impeller 115 dapat ditentukan dengan persamaan (2.1)

$$D^2 = \frac{84,5 \cdot \theta \sqrt{H}}{n}$$

$$D^2 = \frac{84,5 \cdot 0,9 \sqrt{1}}{2850} = 0,026 \text{ m}$$

4.1.3.13. Net Positive Suction Head (NPSH yang tersedia)

Besarnya NPSH dapat dihitung dengan persamaan (2.17) sebagai berikut:

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

$$h_{sv} = \frac{0}{9,98} + \frac{237}{9,98} - 0,4 - 0,24 = 23,1 \text{ m}$$

4.1.3.14. Segitiga kecepatan

Untuk mendapatkan besarnya kecepatan relative (w) dapat di gambar segitiga kecepatan pada impeller. Terlebih dahulu harus mengetahui kecepatan impeller dapat di tentukan dengan persamaan sebagai berikut:

a. Untuk sisi inlet

$$u_1 = \frac{D_1 \cdot \pi \cdot n}{60}$$

$$u_1 = \frac{0,038 \cdot 3,14 \cdot 2850}{60} = 5,6$$

b. Untuk sisi outlet

$$u_2 = \frac{D_2 \cdot \pi \cdot n}{60}$$

$$u_2 = \frac{0,120 \cdot 3,14 \cdot 2850}{60} = 17,8$$

4.2. Pembahasan

4.2.1. Gambar Segitiga Kecepatan Pada Impeller

a. Segitiga kecepatan pada diameter impeller 110

Diketahui sisi inlet:

$$U_1 = 5,6 \text{ m / s}$$

$$V_1 = 0,82 \text{ m / s}$$

$$\alpha_1 = 90^\circ$$

$$\beta_1 = 15^\circ$$

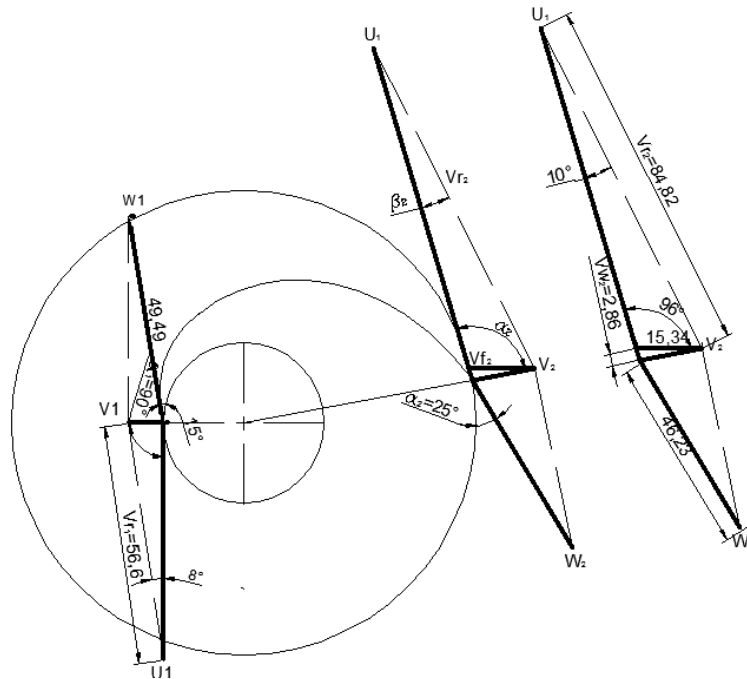
Diketahui Sisi Outlet :

$$U_2 = 16,4 \text{ m / s}$$

$$V_2 = 1,51 \text{ m / s}$$

$$\alpha_2 = 95^\circ$$

$$\beta_2 = 25^\circ$$



Gambar 4.19.. Segitiga Kecepatan pada diameter Impeller 110 mm

Dari gambar 4.19. diatas maka hasil yang di dapat untuk besarnya kecepatan relative pada sisi inlet $W_1 = 49,49$ m/s, dan besarnya kecepatan relative pada sisi outlet $W_2 = 46,23$ m/s.

b. Segitiga kecepatan pada diameter impeller 115

Diketahui sisi inlet:

$$U_1 = 5,6 \text{ m / s}$$

$$V_1 = 1 \text{ m / s}$$

$$\alpha_1 = 90^\circ$$

$$\beta_1 = 15^\circ$$

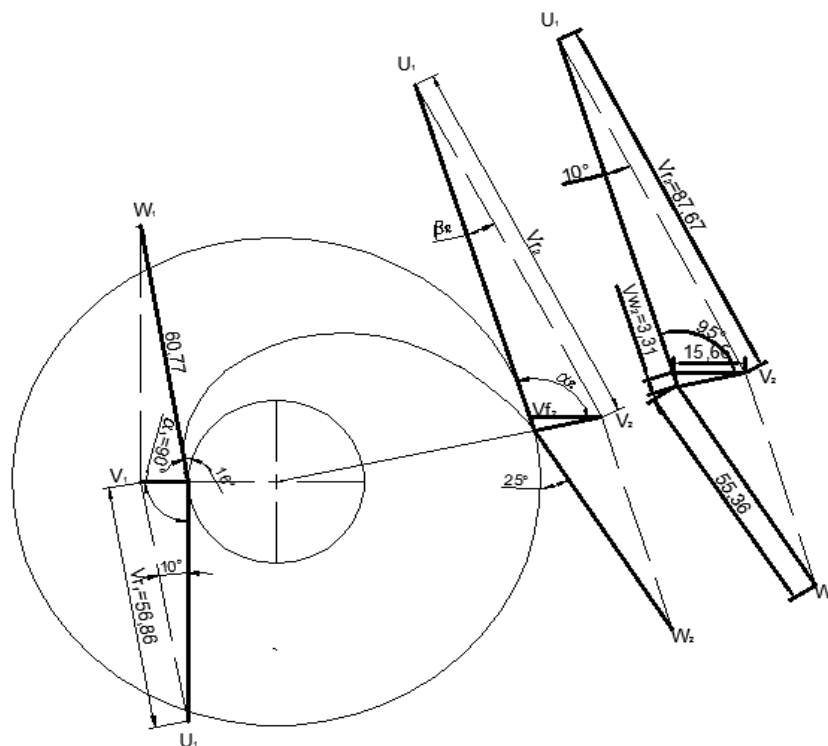
Diketahui Sisi Outlet :

$$U_2 = 17,1 \text{ m / s}$$

$$V_2 = 1,53 \text{ m / s}$$

$$\alpha_2 = 95^\circ$$

$$\beta_2 = 25^\circ$$



Gambar 4.20. Segitiga Kecepatan pada diameter Impeller 110 mm

Dari gambar 4.20. diatas maka hasil yang di dapat untuk besarnya kecepatan relative pada sisi inlet $W_1 = 60,77$ m/s, dan besarnya kecepatan relative pada sisi outlet $W_2 = 55,36$ m/s.

c. Segitiga kecepatan pada diameter impeller 120

Diketahui sisi inlet:

$$U_1 = 5,6 \text{ m / s}$$

$$V_1 = 1,06 \text{ m / s}$$

$$\alpha_1 = 90^\circ$$

$$\beta_1 = 15^\circ$$

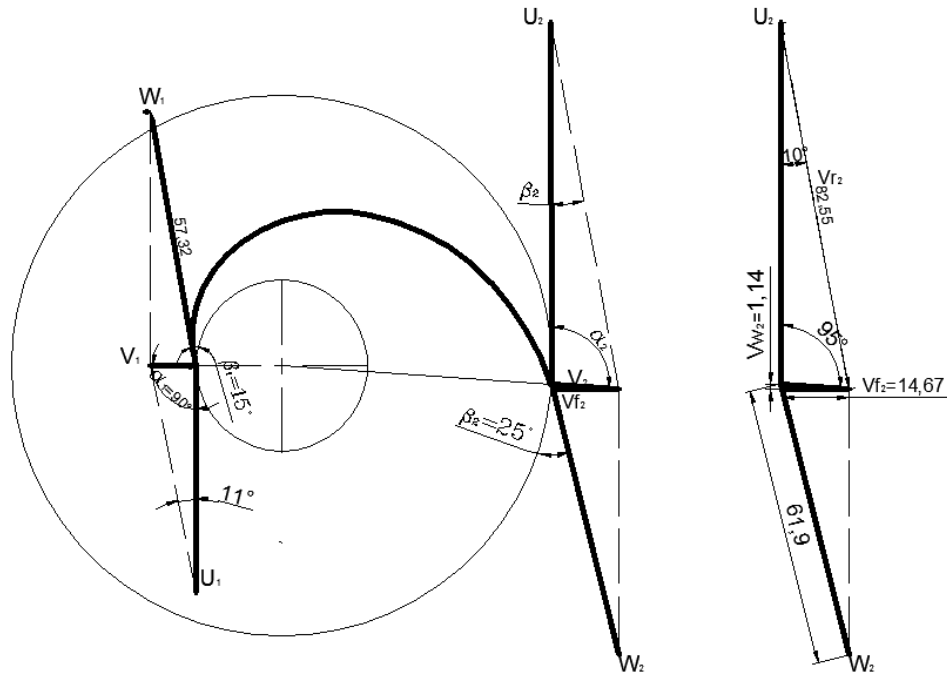
Diketahui Sisi Outlet :

$$U_2 = 17,8 \text{ m / s}$$

$$V_2 = 1,57 \text{ m / s}$$

$$\alpha_2 = 95^\circ$$

$$\beta_2 = 25^\circ$$



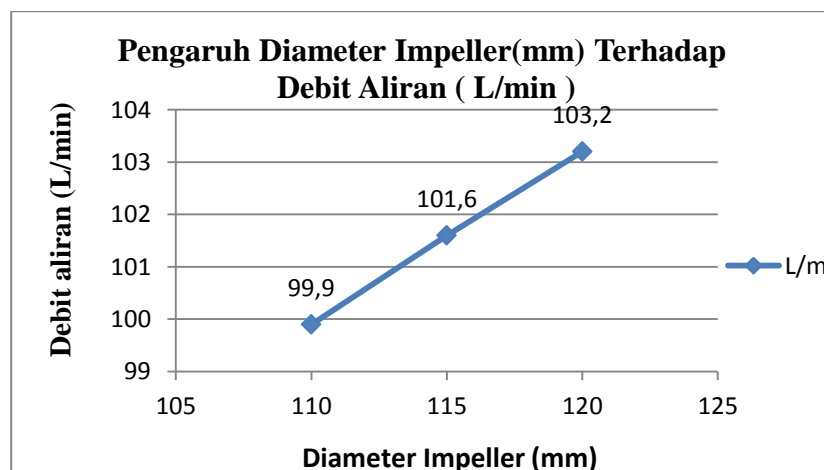
Gambar 4.21. Segitiga Kecepatan pada diameter Impeller 110 mm

Dari gambar 4.21. diatas maka hasil yang di dapat untuk besarnya kecepatan relative pada sisi inlet $W_1 = 57,32$ m/s, dan besarnya kecepatan relative pada sisi outlet $W_2 = 61,9$ m/s.

4.2.2. Grafik hasil uji eksperimental

a. Pengaruh Diameter Impeller Terhadap Debit Aliran

Dalam hasil uji eksperimental variasi diameter impeller maka diperoleh, Apabila diameter impeller semakin besar maka debit aliran akan semakin meningkat begitu juga sebaliknya, ini disebabkan karena fluida yang terperangkap di dalam impeller eye (mata impeller) akan di gerakkan secara cepat oleh impeller hingga fluida bergerak keluar, dengan lebih besar nya diameter impeller maka kecepatan aliran fluida akan lebih meningkat karna tidak terdapatnya sela-sela di antara diameter impeller dengan dinding luar casing volute, sehingga fluida yang terkirim ke discharge pompa akan semakin meningkat. Seperti yang terlihat pada grafik 4.30 di bawah:

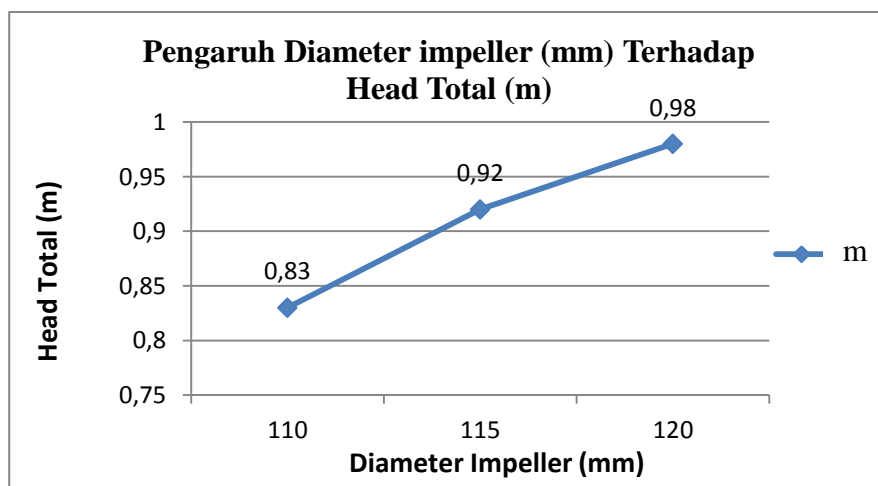


Gambar 4.22. Grafik pengaruh diameter impeller terhadap debit aliran

b. Pengaruh Diameter Impeller Terhadap Head Total

Head merupakan kemampuan mengalirkan fluida pada instalasi pompa, atau tekanan untuk mengalirkan fluida yang dinyatakan dalam satuan panjang (m). bentuk head dapat bervariasi pada penampang yang berbeda. Namun pada kenyataannya selalu ada rugi energi (losses).

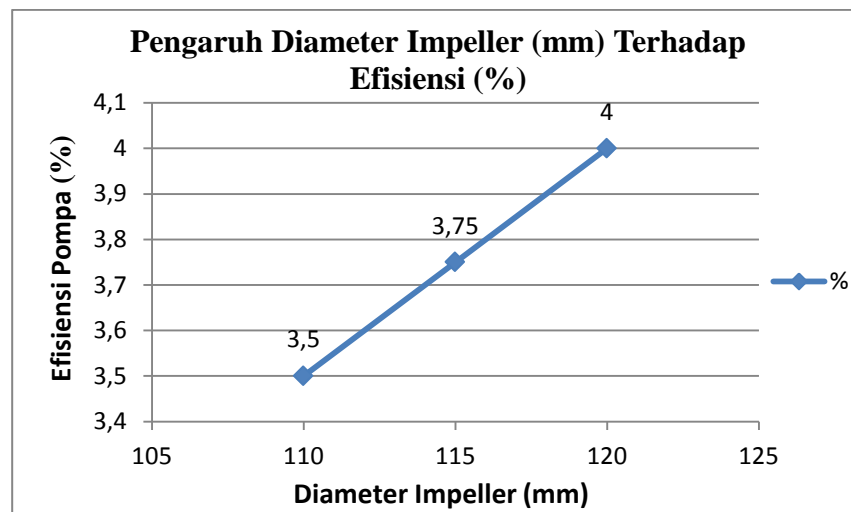
Dari hasil uji eksperimental yang dilakukan pada gambar 4.31. diperoleh jika diameter impeller semakin besar maka head yang dihasilkan akan semakin meningkat begitu juga sebaliknya, hal ini disebabkan tidak terdapatnya suatu sirkulasi fluida antara diameter impeller dengan dinding luar casing volute, karena jarak diantara diameter luar impeller dengan dinding luar casing volute saling berdekatan sehingga fluida dapat mengakses ke seluruh bagian casing volute, menghasilkan tekanan pada sisi discharge pompa meningkat dan penghantaran aliran menjadi maksimum.



Gambar 4.23. Grafik pengaruh diameter impeller terhadap head

c. Pengaruh Diameter Impeller Terhadap Efisiensi Pompa

Efisiensi pompa sentrifugal tergantung pada sejumlah faktor di antaranya adalah debit, head, dan kecepatan aliran. Efisiensi pompa di pengaruhi oleh nilai daya motor dan daya hidrolis nya apabila semakin besar daya hidrolis maka akan semakin besar pula daya hidrolis yang diperoleh. hal ini di sebabkan karna debit aliran pada diameter impeller yang lebih besar meningkat, dan head total pada diameter impeller yang lebih besar juga semakin tinggi sehingga efisiensi yang di hasilkan akan semakin membesar.terlihat pada gambar 4.32.

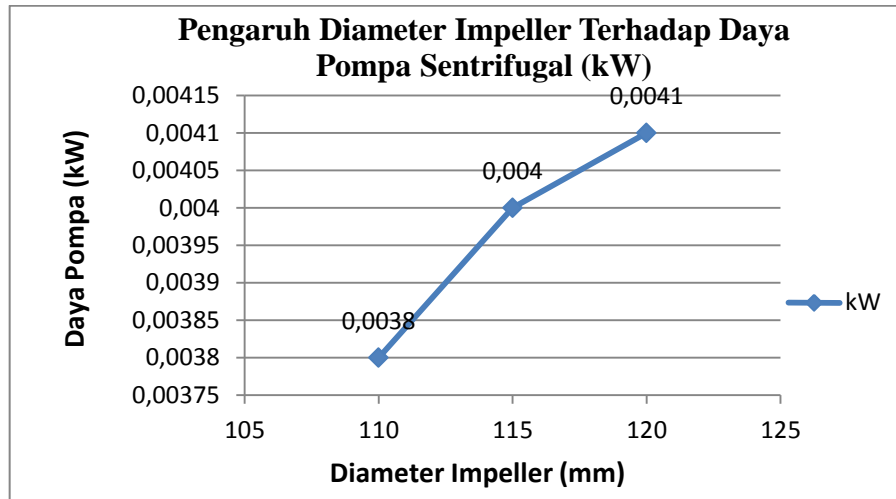


Gambar 4.24. Grafik pengaruh diameter impeller terhadap Efisiensi

d. Pengaruh Diameter Impeller Terhadap Daya Pompa sentrifugal

Daya pompa dipengaruhi oleh kapasitas pompa, head total pmpa, berat jenis fluida yang dipompakan, dan efisiensi pompa. maka hasil yang diperoleh adalah semakin besar diameter impeller maka daya pompa yang dihasilkan akan semakin meningkat. Ini disebabkan debit aliran pada diameter impeller yang semakin besar meningkat dan menyebabkan putaran poros semakin berat untuk

berputar sehingga membuat penambahan daya pompa. Seperti yang di tujukan pada gambar 4.33.



Gambar 4.25. Grafik pengaruh diameter impeller terhadap daya pompa sentrifugal

BAB 5

KESIMPULAN

5.1. Kesimpulan

Kesimpulan yang dapat di ambil dari hasil penelitian ini adalah :

1. Semakin besar diameter impeller maka debit aliran akan semakin meningkat begitu juga sebaliknya, ini disebabkan karena fluida yang terperangkap di dalam impeller eye (mata impeller) akan di gerakkan secara cepat oleh impeller hingga fluida bergerak keluar. Hal ini dibuktikan dengan diameter impeller 120 mm menghasilkan debit air 103,2 L/min, diameter impeller 115 mm menghasilkan debit air 101,6 L/min, dan diameter impeller 110 mm menghasilkan debit air 99,9 L/min.
2. semakin besar diameter impeller maka daya pompa yang dihasilkan akan semakin meningkat begitu juga sebaliknya, ini disebabkan karena semakin besar diameter impeller maka beban putaran poros pompa akan semakin berat untuk berputar sehingga membuat daya pompa akan bertambah. Hal ini dibuktikan dengan diameter impeller 120 mm menghasilkan daya pompa 0,0041 kW, diameter impeller 115 mm menghasilkan daya pompa 0,004 kW, dan diameter impeller 110 mm menghasilkan daya pompa 0,0038 L/min.
3. Semakin besar diameter impeller maka head yang dihasilkan akan semakin meningkat begitu juga sebaliknya, hal ini disebabkan tidak terdapatnya suatu sirkulasi fluida antara diameter impeller dengan dinding luar casing volute karna jarak diantara diameter luar impeller dengan dinding luar casing volute saling berdekatan sehingga fluida dapat mengakses ke seluruh

bagian casing volute. Hal ini dibuktikan dengan diameter impeller 120 mm menghasilkan head 0,98 m, diameter impeller 115 mm menghasilkan head 0,92 m, dan diameter impeller 110 menghasilkan head 0,83 m.

4. Semakin besar diameter impeller maka efisiensi yang di hasilkan juga semakin besar, hal ini disebabkan karna debit aliran pada diameter impeller yang lebih besar semakin meningkat dan head total yang diperoleh pada diameter impeller yang lebih besar juga semakin tinggi sehingga efisiensi yang di hasilkan akan semakin membesar. Hal ini dibuktikan dengan diameter impeller 120 mm menghasilkan efisiensi 4 %, diameter impeller 115 mm menghasilkan efisiensi 3,75 %, dan diameter impeller 110 menghasilkan efisiensi 3,5.
5. Dari hasil pengujian eksperimental variasi diameter impeller yang di lakukan di dapat diameter impeller yang paling bagus (*efektif*) adalah impeller yang berdiameter 120 mm. Hal ini disebabkan karna tidak terdapatnya sela-sela di antara diameter impeller dengan dinding luar casing volute, sehingga fluida dapat mengakses ke seluruh bagian casing volute dan terkirim ke discharge pompa akan semakin meningkat, dan penghantaran aliran menjadi lebih maksimum.

5.2. Saran

Adapun saran untuk penelitian ini yaitu:

1. Pada saat melakukan pengujian eksperimental variasi diameter impeller agar melakukan modifikasi terhadap desain alat.

DAFTAR PUSTAKA

- Autin H. Church. Zulkifli Harahap (1990). "*Pompa Dan Blower Sentrifugal*", Cetakan Pertama dan Kedua, Jakarta. Erlangga.
- Buku Panduan/Modul Praktikum prestasi Mesin Program Studi Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.
- Fritz Dietzel, Dakso Sriyono, (1993). "*Turbin Pompa Dan Kompresor*", Jakarta. Erlangga.
- <https://logamceper.com/impeller-dan-kegunaannya/>
- Laporan Praktikum Perestasi Mesin-mesin Konversi energi Program Studi Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Brawijaya
- Ridho A. Simanungkalit¹, Mulfi Hazwi², Desember 2012," *Simulasi Numerik Aliran Fluida di Dalam Rumah Pompa Sentrifugal Yang Dioperasikan Sebagai Turbin Pada Pembangkit Listrik Tenaga Mikro Hidro (PLTMH) Menggunakan CFD Dengan Head (H) 9,29 M dan 5,18 m*". Jurnal Universitas Sumatera Utara Medan
- Sularso, Haruo Tahara,(2000). "*Pompa & Kompresor, pemilihan, pemakaian dan pemeliharaan*", cetakan ketujuh, Jakarta. Pradnya Paramita
- Tri Yanto.(2016),"Perancangan Impeller Pompa Sentrifugal Dengan Kapasitas 58 Liter/Menit Head 70 m Dengan Putaran 2950 rpm Penggerak Motor Listrik", Tugas Akhir, Teknik Mesin, Universitas Muhammadiyah Surakarta.
- Uji Winarno.(2007),"Perancangan Impeller Dan Casing Volute Pompa Sentrifugal Aliran Radial Untuk Kebutuhan Rumah Tangga", Tugas Akhir, Teknik Mesin, Universitas Marcu Buana, Jakarta.

LAMPIRAN

Lampiran 4 Tabel koefisien kekasaran pipa

Tabel 1 Koefisien Kekasaran Pipa

No	Jenis Saluran	Koefisien Kekasaran Manning (n)
1	Pipa Besi Tanpa lapisan	0,012 - 0,015
1.1	Dengan lapisan semen	0,012 - 0,013
1.2	Pipa Berlapis gelas	0,011 - 0,017
2	Pipa Asbestos Semen	0,010 - 0,015
3	Saluran Pasangan batu bata	0,012 - 0,017
4	Pipa Beton	0,012 - 0,016
5	Pipa baja Spiral & Pipa Kelingan	0,013 - 0,017
6	Pipa Plastik halus (PVC)	<u>0,002</u> - 0,012
7	Pipa Tanah Liat (<i>Vitrified clay</i>)	0,011 - 0,015

Lampiran 5 Tabel koefisien gesek pada belokan 90°

Tabel 2.2. Koefisien kerugian belokan pipa

θ°		5	10	15	22,5	30	45	60	90
f	Halus	0,016	0,034	0,042	0,066	0,130	0,236	0,471	<u>1,129</u>
	Kasar	0,024	0,44	0,062	0,154	0,165	0,320	0,648	1,265

Sumber : Sularso, Pompa dan Kompresor

Lampiran 6 Tabel kerugian dari berbagai katub isap dengan saringan

Tabel 2.20 Koefisien kerugian dari berbagai katup.

Diameter (mm)	150	200	250	300	400	500	600	700	800	900	1.000	1.200	1.350	1.500	1.750	2.000
Katup segitiga	0,14	0,12	0,10	0,09	0,07											
Katup belah ketupat	0,6-0,16 (bervariasi menurut konstruksi dan diameternya)															
Katup bola	0,09-0,026 (bervariasi menurut diameternya)															
Katup segitiga tertutup		1,2	1,15	1,1	1,0	0,98	0,96	0,94	0,92	0,9	0,88					
Katup segitiga tertutup dengan tekanan		1,2	1,15	1,1	1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4					
Katup segitiga tertutup jenis angkat bebas	1,44	1,39	1,34	1,3	1,2											
Katup segitiga tertutup jenis pegas	7,3	6,6	5,9	5,3	4,6											
Katup kepek												0,9-0,5 (bervariasi menurut diameternya)				
Katup isap (dengan saringan)	1,97	1,91	1,84	1,78	1,72											

Lampiran 7 Tabel massa jenis fluida

$T, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{kg/m}^3$	$\mu, (\text{N}\cdot\text{s})/\text{m}^2$	$\nu, \text{m}^2/\text{s}$	$T, ^\circ\text{F}$	$\rho, \text{slug/ft}^3$	$\mu, (\text{lb}\cdot\text{s})/\text{ft}^2$	$\nu, \text{ft}^2/\text{s}$
0	1000	1.788 E-3	1.788 E-6	32	1.940	3.73 E-5	1.925 E-5
10	<u>1000</u>	1.307 E-3	<u>1.307 E-6</u>	50	1.940	2.73 E-5	1.407 E-5
20	998	1.003 E-3	1.005 E-6	68	1.937	2.09 E-5	1.082 E-5
30	996	0.799 E-3	0.802 E-6	86	1.932	1.67 E-5	0.864 E-5
40	992	0.657 E-3	0.662 E-6	104	1.925	1.37 E-5	0.713 E-5
50	988	0.548 E-3	0.555 E-6	122	1.917	1.14 E-5	0.597 E-5
60	983	0.467 E-3	0.475 E-6	140	1.908	0.975 E-5	0.511 E-5
70	978	0.405 E-3	0.414 E-6	158	1.897	0.846 E-5	0.446 E-5
80	972	0.355 E-3	0.365 E-6	176	1.886	0.741 E-5	0.393 E-5
90	965	0.316 E-3	0.327 E-6	194	1.873	0.660 E-5	0.352 E-5
100	958	0.283 E-3	0.295 E-6	212	1.859	0.591 E-5	0.318 E-5

Lampiran 8 Tabel Tekanan Uap jenuh Air

Temperatur	Tekanan uap jenuh	
	kgf / cm ²	N / m ²
0	0,632 x 10 ⁻²	623
10	1,246 x 10 ⁻²	1,230
20	2,373 x 10 ⁻²	2,340
40	7,490 x 10 ⁻²	7,400
60	20,300 x 10 ⁻²	20,000
80	48,300 x 10 ⁻²	47,400
100	1,03 x 10 ⁻²	101,500

Mekanika Fluida - TEP 201

Lampiran 9 tabel Berat jenis zat cair satuan volume

DAFTAR BERAT JENIS AIR

Temperatur (t°C)	Berat Jenis	Temperatur (t°C)	Berat Jenis
<u>20</u>	<u>0,9982</u>	30	0,9957
21	0,9980	31	0,9954
22	0,9978	32	0,9951
23	0,9976	33	0,9947
24	0,9973	34	0,9944
25	0,9971	35	0,9941
26	0,9968	36	0,9937
27	0,9965	37	0,9934
27,5	0,9964	38	0,9930
28	0,9963	39	0,9926
29	0,9960	40	0,9922

Lampiran 10 Tabel Massa jenis air raksa

Nama Zat	ρ dalam kg/m^3	ρ dalam gr/cm^3
Air (4°C)	1.000 kg/m^3	1 gr/cm^3
Alkohol	800 kg/m^3	0,8 gr/cm^3
Air Raksa	13.600 kg/m^3	13,6 gr/cm^3
Aluminium	2.700 kg/m^3	2,7 gr/cm^3
Besi	7.900 kg/m^3	7,9 gr/cm^3
Emas	19.300 kg/m^3	19,3 gr/cm^3
Kuningan	8.400 kg/m^3	8,4 gr/cm^3
Perak	10.500 kg/m^3	10,5 gr/cm^3
Platina	21.450 kg/m^3	21,45 gr/cm^3
Seng	7.140 kg/m^3	7,14 gr/cm^3
Udara (27°C)	1,2 kg/m^3	0,0012 gr/cm^3
Es	920 kg/m^3	0,92 gr/cm^3

DAFTAR RIWAYAT HIDUP



Nama : Iwan Rizka Riyanto
NPM : 1307230226
Tempat/ Tanggal Lahir : Aceh tengah, 21 September 1995
Jenis Kelamin : Laki-laki
Agama : Islam
Status : Belum Menikah
Alamat : Jl. Lintang
 Kel/Desa : Kala Kemili
 Kecamatan : Bebesen
 Provinsi : Aceh
Nomor HP : 0823-6005-7045
Email : iwanrizka70@yahoo.com
Nama Orang Tua
 Ayah : Pairan
 Ibu : Sumarni

PENDIDIKAN FORMAL

1999-2005 : SD Negeri 03 Takengon
2005-2008 : MTs Negeri 01 Takengon
2008-2011 : MA Negeri 01 Takengon
2013-2017 : Mengikuti Pendidikan S1 Program Studi Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara