

TUGAS AKHIR

RANCANG BANGUN MODIFIKASI IMPELLER POMPA SENTRIFUGAL DENGAN DAYA MOTOR 1.5 HP

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

Disusun Oleh:

MUHAMMAD DICKY PRADANA
2107230019



UMSU

Unggul | Cerdas | Terpercaya

**PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATERA UTARA
MEDAN
2025**

HALAMAN PENGESAHAN

Laporan penelitian Tugas Akhir ini diajukan oleh :

Nama : Muhammad Dicky Pradana
NPM : 2107230019
Program Studi : Teknik Mesin
Judul Tugas Akhir : Rancang Bangun Modifikasi Impeller Pompa Sentrifugal
Dengan Daya Motor 1.5 HP
Bidang Ilmu : Konversi Energi

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

Medan, 15 September 2025

Mengetahui dan menyetujui :

Dosen Penguji I



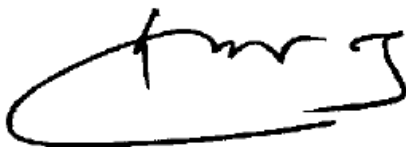
Dr. Khairul Umurani, S.T., M.T

Dosen Penguji II



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

Dosen Penguji III



Dr. Munawar A Siregar, S.T., M.T

Program Studi Teknik Mesin
Ketua,



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

LEMBAR PERNYATAAN KEASLIAN TUGAS AKHIR

Saya yang bertanda tangan dibawah ini :

Nama lengkap : Muhammad Dicky Pradana
NPM : 2107230019
Tempat/Tanggal Lahir : Tanjung Morawa, 30 Juni 2000
Fakultas : Teknik
Program Studi : Teknik Mesin

Menyatakan dengan sesungguhnya dan sejujurnya, bahwa laporan tugas akhir saya yang berjudul :

“RANCANG BANGUN MODIFIKASI IMPELLER POMPA SENTRIFUGAL DENGAN DAYA MOTOR 1.5 HP”

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

Bila dikemudian hari diduga kuat ada ketidaksesuaian antara fakta dan kenyataan ini, saya bersedia di proses oleh Tim Fakultas yang dibentuk untuk melakukan verifikasi, dengan sanksi terberat dengan pembatalan kelulusan/kesarjanaan saya.

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

Tanjung Morawa, 15 september 2025

A handwritten signature in black ink is written over a yellow and red 10,000 Rupiah stamp. The stamp features the Garuda Pancasila emblem and the text 'METIRAI TEMPEL' and '10000'. The signature is a stylized, cursive representation of the name Muhammad Dicky Pradana.

Muhammad Dicky Pradana

ABSTRAK

Penelitian ini membahas rancang bangun dan analisis kinerja impeller modifikasi pada pompa sentrifugal dengan daya motor 1,5 HP. Modifikasi dilakukan menggunakan metode trial and error berdasarkan geometri impeller standar, kemudian direalisasikan dengan teknik 3D printing berbahan PLA+. Pengujian eksperimental membandingkan kinerja impeller standar dan impeller modifikasi meliputi kapasitas pompa, head total, daya, dan efisiensi. Hasil penelitian menunjukkan bahwa impeller modifikasi menghasilkan head total lebih tinggi dan daya hidrolis lebih besar dibanding impeller standar. Konsumsi daya listrik pada impeller modifikasi cenderung menurun seiring kenaikan debit, berbeda dengan impeller standar yang meningkat. Efisiensi pompa dengan impeller modifikasi lebih unggul pada debit maksimum, namun lebih rendah pada debit menengah hingga rendah. Dengan demikian, modifikasi impeller terbukti meningkatkan performa pada kapasitas aliran tinggi.

Kata Kunci: Pompa Sentrifugal, Impeller Modifikasi, Head Total, Efisiensi, 3D Printing

ABSTRACT

This research discusses the design and performance analysis of a modified impeller for a centrifugal pump powered by a 1.5 HP motor. The modification was carried out using a trial-and-error method based on the geometry of the standard impeller and fabricated through 3D printing with PLA+ material. Experimental testing compared the performance of the standard and modified impellers in terms of pump capacity, total head, power, and efficiency. The results showed that the modified impeller produced a higher total head and greater hydraulic power than the standard impeller. The electrical power consumption of the modified impeller decreased with increasing flow rate, while that of the standard impeller increased. Pump efficiency with the modified impeller was higher at maximum flow rate but lower at medium to low flow rates compared to the standard impeller. Therefore, the modified impeller demonstrated improved performance at high flow capacities.

Keywords: Centrifugal Pump, Modified Impeller, Total Head, Efficiency, 3D Printing

KATA PENGANTAR

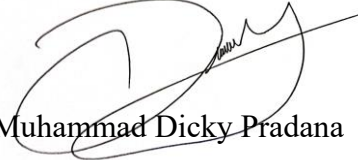
Dengan nama Allah Yang Maha Pengasih lagi Maha Penyayang. Segala puji dan syukur penulis ucapkan kehadiran Allah SWT yang telah memberikan karunia dan nikmat yang tiada terkira. Salah satu dari nikmat tersebut adalah keberhasilan penulis dalam menyelesaikan laporan penelitian ini dengan judul “Rancang Bangun Modifikasi Impeller Pompa Sentrifugal Dengan Daya Motor 1.5 HP”.

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

1. Bapak Dr. Munawar A Siregar, S.T., M.T., Selaku Dekan dan Pembimbing Penulisan Laporan Tugas Akhir, Fakultas Teknik, Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.
2. Bapak Chandra Amirsyah Putra Siregar, S.T., M.T., dan Bapak Ahmad Marabdi Siregar, S.T., M.T., Selaku Ketua dan Sekretaris Program Studi Teknik Mesin Fakultas Teknik, Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.
3. Bapak Dr. Khairul Umurani, S.T., M.T., dan Bapak Chandra Amirsyah Putra Siregar, S.T., M.T., Selaku Dosen Penguji Yang Telah Membantu Untuk Menyempurnakan Laporan Tugas Akhir Penulis.
4. Seluruh Bapak/Ibu Dosen di Program Studi Teknik Mesin, Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara Yang Telah Banyak Memberikan Ilmu Keteknikmesinan Kepada Penulis.
5. Bapak Subagiyo dan Ibu Megawati Selaku Orang Tua Yang Telah Memberikan Banyak Kesempatan, Dukungan dan Tanggung Jawab Untuk Menyelesaikan Penulisan Laporan Tugas Akhir Penulis.
6. Bapak/Ibu Staf Administrasi di Biro Fakultas Teknik, Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.
7. Rekan Penelitian Penulis: Rama Afrian, Mirza Prasetya Winata, Fathurahman Bayu Kusuma, Dimas Arya, Nur Azim Syah, Reihan Adrian, Alfi Syahril, Maulana Malik Ibrahim, Angga Yuna Pratama dan Rekan-Rekan Kelas A2 Siang Teknik Mesin.
8. Rut Zai Selaku Pasangan Yang Telah Banyak Memberikan Dukungan Mental Kepada Penulis.

Tugas Akhir ini tentunya masih jauh dari kesempurnaan, untuk itu penulis berharap kritik dan masukan yang konstruktif untuk menjadi bahan pembelajaran berkesinambungan penulis di masa depan. Semoga laporan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi pengembangan ilmu keteknik-mesinan.

Tanjung Morawa, 15 September 2025



Muhammad Dicky Pradana

DAFTAR ISI

HALAMAN PENGESAHAN	ii
LEMBAR PERNYATAAN KEASLIAN TUGAS AKHIR	iii
ABSTRAK	iv
<i>ABSTRACT</i>	v
KATA PENGANTAR	vi
DAFTAR ISI	viii
DAFTAR TABEL	x
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR NOTASI	xii
BAB 1 PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Ruang Lingkup	2
1.4 Tujuan Penelitian	2
1.5 Manfaat Penelitian	3
BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA	4
2.1 Pompa	4
2.1.1 Klasifikasi Pompa	4
2.2 Pompa Sentrifugal	5
2.2.1 Komponen Utama Pompa Sentrifugal	5
2.3 Karakteristik Pompa Sentrifugal	8
2.3.1 Kecepatan spesifik	8
2.3.2 Daya pompa	8
2.3.3 Kerugian pada pompa dan efisiensi	9
2.3.4 Kapasitas pompa	11
2.3.5 Head total	11
2.4 Perhitungan Dimensi Impeller	12
2.4.1 Diameter poros	12
2.4.2 Dimensi sisi masuk impeller	13
2.4.3 Dimensi sisi keluar impeller	15
2.4.4 Pemilihan sudu-sudu pada impeller	18
2.4.5 Segitiga kecepatan	18
2.5 Pelukisan Sudu Impeller	20
BAB 3 METODE PENELITIAN	22
3.1 Tempat dan Waktu	22
3.1.1 Tempat penelitian	22
3.1.2 Waktu penelitian	22
3.2 Bahan dan Alat Penelitian	22
3.2.1 Bahan penelitian	23
3.2.2 Alat penelitian	25
3.3 Bagan Alir Penelitian	28
3.4 Rancangan Alat Penelitian	31
3.5 Prosedur Penelitian	33
3.6 Variabel Yang Akan Diteliti	34
3.6.1 Variabel kontrol	34
3.6.2 Variabel bebas	34

3.6.3	Variabel terikat	34
3.7	Identifikasi geometri impeller standar	35
BAB 4	HASIL DAN PEMBAHASAN	36
4.1	Hasil Perancangan Modifikasi Impeller	36
4.1.1	Parameter awal perencanaan modifikasi impeller	36
4.1.2	Karakteristik pompa sentrifugal	37
4.1.3	Dimensi poros	38
4.1.4	Dimensi sisi masuk impeller	38
4.1.5	Dimensi sisi keluar impeller	41
4.1.6	Pelukisan sudu impeller	47
4.2	Hasil manufaktur impeller	48
4.3	Perbandingan geometri sudu impeller	48
4.4	Data hasil pengujian	49
4.5	Perhitungan data hasil pengujian	50
4.5.1	Perhitungan kapasitas pompa (Q)	50
4.5.2	Perhitungan head total (H_t)	52
4.5.3	Perhitungan daya hidrolis (No)	61
4.5.4	Perhitungan efisiensi pompa (η)	63
4.6	Pembahasan hasil pengujian	66
4.6.1	Perbandingan debit (Q) dan head total (H_t)	66
4.6.2	Perbandingan debit (Q) dan daya listrik (NL)	68
4.6.3	Perbandingan debit (Q) dan daya hidrolis (No)	69
4.6.4	Perbandingan debit (Q) dan efisiensi pompa (η)	70
BAB 5	KESIMPULAN DAN SARAN	71
5.1	Kesimpulan	71
5.2	Saran	72
	DAFTAR PUSTAKA	73
	Lampiran 1. Tabel sifat <i>fluida</i> air	
	Lampiran 2. Trial and error identifikasi impeller standar	
	Lampiran 3. Gambar teknik impeller perancangan modifikasi	
	Lampiran 4. Hasil pengujian impeller standar	
	Lampiran 5. Hasil pengujian impeller perancangan modifikasi	
	Lampiran 6. SK Pembimbing	
	Lampiran 7. Lembar Asistensi Tugas Akhir	
	Lampiran 8. Berita Acara Seminar Hasil Penelitian	
	Lampiran 9. Daftar Riwayat Hidup	

DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1 Baja karbon konstruksi mesin bahan poros (Sularso & Suga, 2004)	12
Tabel 2. 2 pelukisan sudu impeller	21
Tabel 3. 1 Waktu pelaksanaan penelitian	22
Tabel 4. 1 Tabel trial and error sudut keluar (β_2) dan diameter keluar (D_2)	42
Tabel 4. 2 Parameter pelukisan sudu	48
Tabel 4. 3 Perbandingan geometri sudu impeller	49
Tabel 4. 4 Data hasil pengujian impeller standar	50
Tabel 4. 5 Data hasil pengujian impeller perancangan modifikasi	50
Tabel 4. 6 Hasil perhitungan debit (Q)	51
Tabel 4. 7 Hasil perhitungan head total pompa (H_t)	61
Tabel 4. 8 Hasil perhitungan daya hidrolis (No)	63
Tabel 4. 9 Hasil perhitungan efisiensi pompa (η)	66

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1 Klasifikasi pompa (Srinivasan, n.d.)	4
Gambar 2. 2 Pompa sentrifugal (KARASSIK et al., 1976)	5
Gambar 2. 3 <i>Volute casing</i> (Srinivasan, n.d.)	6
Gambar 2. 4 Suction nozzel (Wasiran et al., 2022)	6
Gambar 2. 5 Discharge nozzel (Wasiran et al., 2022)	7
Gambar 2. 6 Impeller (Laut, 2017)	7
Gambar 2. 7 Jenis sudu berdasarkan sudut keluar impeller (Srinivasan, n.d.)	7
Gambar 2. 8 Tebel kecepatan spesifik (Srinivasan, n.d.)	8
Gambar 2. 9 Effisiensi efektif (Dietzel Fritz, 1996)	9
Gambar 2. 10 Notasi kecepatan axial aliran masuk izin (Dietzel Fritz, 1996)	13
Gambar 2. 11 Simbol pada sudu impeller (Srinivasan, n.d.)	14
Gambar 2. 12 Pemilihan jumlah sudu impeller (Srinivasan, n.d.)	18
Gambar 2. 13 Simbol segitiga kecepatan (Srinivasan, n.d.)	19
Gambar 2. 14 Simbol dan cakupan pada impeller (Srinivasan, n.d.)	20
Gambar 3. 1 Pipa PVC	23
Gambar 3. 2 Fitting pipa PVC	23
Gambar 3. 3 Wadah fluida kerja	24
Gambar 3. 4 Fluida kerja air	24
Gambar 3. 5 Filamen PLA+	24
Gambar 3. 6 Solidworks software	25
Gambar 3. 7 Alat 3D printing	25
Gambar 3. 8 Impeller uji	26
Gambar 3. 9 Pompa sentrifugal	26
Gambar 3. 10 Spesifikasi pompa sentrifugal	26
Gambar 3. 11 Rotameter	27
Gambar 3. 12 Pressure gauge	27
Gambar 3. 13 Power meter	28
Gambar 3. 14 Bagan alir penelitian	31
Gambar 3. 15 Rancangan alat penelitian	32
Gambar 3. 16 Pompa sentrifugal	33
Gambar 4. 1 Grafik Kcm1	40
Gambar 4. 2 Segitiga kecepatan sisi masuk impeller	41
Gambar 4. 3 Grafik Kcm2	43
Gambar 4. 4 segitiga kecepatan sisi keluar impeller	47
Gambar 4. 5 Produk impeller hasil perancangan modifikasi	48
Gambar 4. 6 Perbandingan geometri sudu impeller	49
Gambar 4. 7 Grafik debit (Q) vs head total (H_t)	67
Gambar 4. 8 Grafik debit (Q) vs daya listrik (N_L)	68
Gambar 4. 9 Grafik debit (Q) vs daya hidrolis (N_o)	69
Gambar 4. 10 Grafik debit (Q) vs effisiensi pompa (η)	70

DAFTAR NOTASI

N_s	: Kecepatan spesifik pompa
n	: Kecepatan putar (RPM)
Q	: Kapasitas aliran (m^3/s)
Q_{th}	: Kapasitas aliran teoritis (m^3/s)
H	: Tinggi kenaikan pompa (m)
H_m	: Head manometrik (m)
H_{th}	: Head teoritis (m)
ρ	: Kerapatan fluida (Kg/m^3)
g	: Percepatan gravitasi (m/s^2)
N_0	: Daya hidrolis (Watt)
N_i	: Daya penggerak (Watt)
N_L	: Daya listrik (Watt)
η	: Effisiensi total (%)
ΔH	: Kerugian hidrolis (m)
η_h	: Effisiensi hidrolis (%)
ΔQ	: Kerugian volumetrik (m^3/s)
η_v	: Effisiensi volumetrik (%)
ΔN	: kerugian mekanis (Watt)
η_m	: Effisiensi mekanis (%)
h_{pump}	: Kerugian total
D_p	: Diameter poros (mm)
T	: Torsi (kN/mm)
ω	: Kecepatan sudut (rad/s)
τ	: Tegangan izin (kN/mm^2)
F_s	: Factor safety
σ	: Kekuatan tarik material (N/mm^2)
D_h	: Diameter hub (mm)
D_0	: Diameter sisi hisap (mm)
C_0	: Kecepatan axial sisi masuk (m/s)
D_1	: Diameter impeller inlet (mm)
U_1	: Kecepatan tangensial sisi masuk (m/s)
B_1	: Lebar impeller sisi masuk (mm)
C_{m0}	: Kecepatan aliran meridian sebelum impeller (m/s)
C_{m1}	: Kecepatan aliran meridian masuk (m/s)
β_1	: Sudut impeller sisi masuk
W_1	: Kecepatan relatif aliran masuk (m/s)
U_2	: Kecepatan tangensial sisi keluar (m/s)
C_{u2}	: Kecepatan tangensial sisi keluar (m/s)
$\overline{C_{u2}}$	: Kecepatan tangensial sisi keluar teoritis (m/s)
B_2	: Lebar impeller sisi keluar (mm)
D_2	: Diameter impeller outlet (mm)
C_{m3}	: Kecepatan aliran meridian sebelum keluar (m/s)
C_{m2}	: Kecepatan aliran meridian keluar (m/s)
β_2	: Sudut impeller sisi keluar
W_2	: Kecepatan relatif aliran keluar (m/s)
Z	: Jumlah sudu

α_1	: Sudut absolut sisi masuk (°)
α_2	: Sudut absolut sisi keluar (°)
P_d	: Tekanan <i>discharge</i> (Pa)
P_s	: Tekanan <i>suction</i> (Pa)
ΔH_p	: Head tekanan (m)
H_s	: Head statis (m)
H_v	: Head kecepatan (m)
H_t	: Head total pompa (m)
v_s	: Kecepatan <i>suction</i> (m/s)
v_d	: Kecepatan <i>discharge</i> (m/s)
ρ	: Jari-jari lengkung konsentris sudu
i	: Jumlah lingkaran konsentris
r_1	: Radius impeller sisi masuk (mm)
r_2	: Radius impeller sisi keluar (mm)

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Kebutuhan manusia terhadap penggunaan air bersih untuk kegiatan sehari-hari tidaklah dapat dipisahkan. Peranan kebutuhan air bersih untuk manusia sangatlah luas, mulai dari kebutuhan rumah tangga, industri skala kecil dan bahkan industri skala besar. Oleh karena itu dibutuhkan alat yang memiliki kemampuan mendistribusikan air bersih dari suatu tempat ke tempat yang lain. Berdasarkan kegunaannya pompa dipilih untuk alat bantu distribusi air dalam berbagai kebutuhan.

Pompa adalah suatu alat konversi energi dari energi mekanik menjadi energi kinetik dimana pompa dapat memindahkan fluida dari suatu tempat ke tempat lain melalui saluran tertutup (*hose/pipe*). Berdasarkan penggunaannya pompa banyak digunakan untuk menunjang kebutuhan rumah tangga, industri skala kecil, industri skala besar dan bahkan untuk menunjang kebutuhan pertanian serta perternakan, salah satu dari berbagai banyak jenis pompa adalah pompa sentrifugal.

Pompa sentrifugal merupakan salah satu dari banyaknya jenis pompa, dimana pompa sentrifugal bekerja berdasarkan komponen putar berkecepatan tinggi yang disebut impeller (*impeller*) yang berada didalam rumah pompa (*volute casing*). Fluida cair akan terhisap dari sisi inlet (*suction*) sehingga terlempar oleh impeller dan keluar dari sisi tekan (*discharge*) menghasilkan kapasitas pompa akibat gaya sentrifugal dari impeller.

Impeller merupakan komponen pada pompa sentrifugal yang berguna untuk meneruskan putaran mesin penggerak untuk menggerakkan fluida. Impeller biasanya memiliki bentuk seperti cakram yang memiliki sudu-sudu melengkung di sekelilingnya. Pada perancangan sebuah impeller, faktor-faktor yang mempengaruhi kinerja sebuah pompa yaitu sudut masuk impeller (β_1), sudut keluar impeller (β_2) dan jumlah sudu impeller (Kristiyono & Gunarti, 2018).

Dengan uraian latar belakang diatas, maka penulis ingin melakukan penelitian dengan judul : Rancang Bangun Modifikasi Impeller Pompa Sentrifugal dengan Daya Motor 1.5 HP.

1.2 Rumusan Masalah

Dari uraian diatas maka rumusan masalah dalam penelitian adalah sebagai berikut.

1. Bagaimana melakukan perancangan modifikasi impeller pompa menggunakan metode trial and error dengan referensi impeller standar pompa sentrifugal dengan daya motor penggerak 1.5 HP?
2. Bagaimana mendapatkan produk impeller yang telah dilakukan perancangan modifikasi?
3. Bagaimana melakukan analisis kinerja pompa sentrifugal yang dihasilkan dengan menggunakan impeller perancangan modifikasi dan impeller standar?

1.3 Ruang Lingkup

Ruang lingkup dalam penelitian ini adalah sebagai berikut.

1. Hanya melakukan perancangan modifikasi impeller pompa sentrifugal.
2. Menggunakan 3D printing untuk membangun impeller yang sudah dilakukan perancangan modifikasi dengan material filamen PLA+ tanpa memperhitungkan sifat mekanis material.
3. Hanya menganalisis kinerja yang dihasilkan pompa sentrifugal tanpa mempertimbangkan pengaruh losses.

1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan penelitian ini adalah sebagai berikut.

1. Melakukan rancangan modifikasi impeller berdasarkan dimensi diameter impeller standar menggunakan metode trial and error Dan mendapatkan dimensi impeller melalui proses rancangan modifikasi.
2. Untuk menghasilkan produk impeller modifikasi dengan metode 3D printing dengan material filamen PLA+.
3. Untuk menguji dan membandingkan kinerja pompa sentrifugal yang dihasilkan oleh impeller standar dan impeller perancangan modifikasi.

1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat penelitian ini adalah sebagai berikut.

1. Mengetahui proses perancangan impeller pompa sentrifugal.
2. Melakukan perancangan impeller pompa sentrifugal.
3. Menghasilkan produk impeller sesuai perancangan modifikasi.
4. Melakukan proses penelitian guna mengetahui kinerja pompa sentrifugal dengan impeller yang berbeda.
5. Mengeksplorasi pengetahuan dalam bidang ilmu mekanika fluida dan mesin fluida.
6. Menyediakan media untuk pembelajaran dalam bidang ilmu mesin fluida dan kegiatan praktikum.

BAB 2

TINJAUAN PUSTAKA

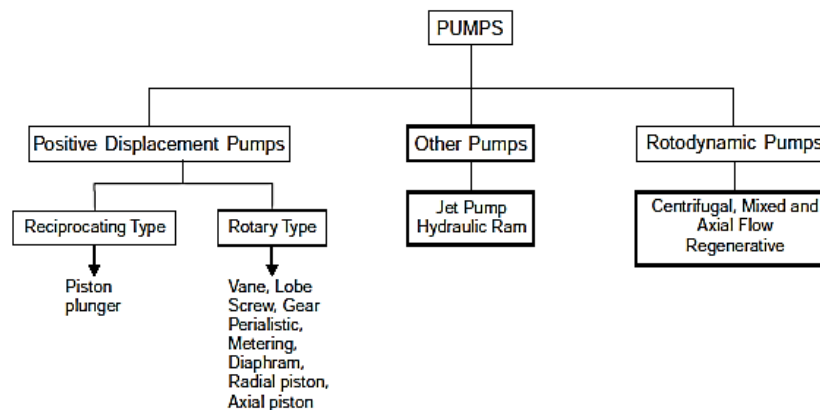
2.1 Pompa

Pompa adalah suatu alat konversi energi dari energi mekanik menjadi energi kinetik dimana pompa dapat memindahkan fluida dari suatu tempat ke tempat lain melalui saluran tertutup (*hose/pipe*).

Prinsip kerja pompa yaitu dengan memanfaatkan perbedaan tekanan pada sisi hisap (*suction*) dan sisi tekan (*discharge*), dengan proses ini maka pompa dapat memindahkan fluida dari suatu tempat ke tempat yang lain.

2.1.1 Klasifikasi Pompa

Jika dilihat dari proses pemindahan fluida, pompa dapat diklasifikasikan sebagai berikut.



Gambar 2. 1 Klasifikasi pompa (Srinivasan, n.d.)

1. *Positive Displacement Pump*

Positive displacement pump adalah pompa yang menghasilkan kapasitas atau debit secara periodik, hal ini disebabkan oleh komponen-komponen pompa yang meneruskan aliran dengan volume yang berubah-ubah. Oleh karena itu pompa jenis ini menghasilkan head yang tinggi dengan kapasitas yang rendah. Macam-macam pompa positive displacement pump yaitu.

1. Pompa piston
2. Pompa roda gigi
3. Pompa diafragma
4. Pompa vane

2. *Dynamic Pump*

Dynamic pump adalah pompa yang memiliki ruang operasi yang tetap atau tidak berubah ubah selama pompa bekerja. Komponen utama pompa yang bekerja dengan putaran kecepatan tinggi yang memiliki sudu-sudu inilah yang memberikan tekanan terhadap fluida agar dapat di mobilisasi dengan kecepatan absolut. Macam-macam *dynamic pump*.

1. *Axial pump*
2. *Sentrifugal pump*
3. *Volute pump*
4. *Diffuser pump*

2.2 Pompa Sentrifugal

Pompa sentrifugal merupakan salah satu dari macam *dynamic pump*, dimana pompa sentrifugal bekerja berdasarkan komponen putar berkecepatan tinggi yang disebut impeller yang berada didalam rumah pompa (*volute casing*). Fluida cair akan terhisap dari sisi hisap (*suction*) sehingga terlempar oleh impeller dan keluar dari sisi tekan (*discharge*) menghasilkan tekanan akibat gaya sentrifugal dari impeller.

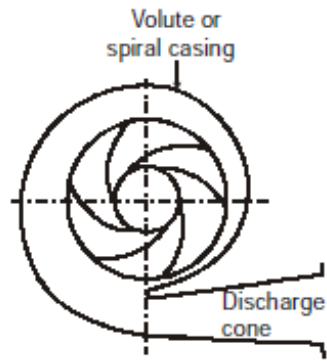


Gambar 2. 2 Pompa sentrifugal (KARASSIK et al., 1976)

2.2.1 Komponen Utama Pompa Sentrifugal

1. *Volute Casing*

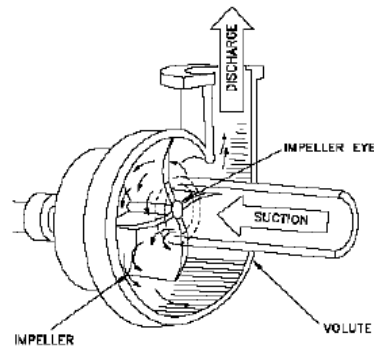
Volute casing merupakan komponen utama pompa sentrifugal yaitu sebagai area kerja impeller, dimana tempat terjadinya beda tekanan antara sisi hisap (*Suction*) dan sisi tekan (*Discharge*).



Gambar 2. 3 *Volute casing* (Srinivasan, n.d.)

2. *Suction Nozzel*

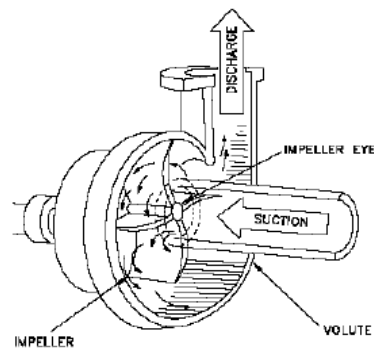
Suction nozzel menyatu dengan volute casing, dimana akan berfungsi sebagai tempat fluida masuk. Pada kondisi ini fluida akan terhisap oleh impeller menuju volute casing karena adanya vacuum pada sisi hisap (*suction*).



Gambar 2. 4 *Suction nozzel* (Wasiran et al., 2022)

3. *Discharge Nozzel*

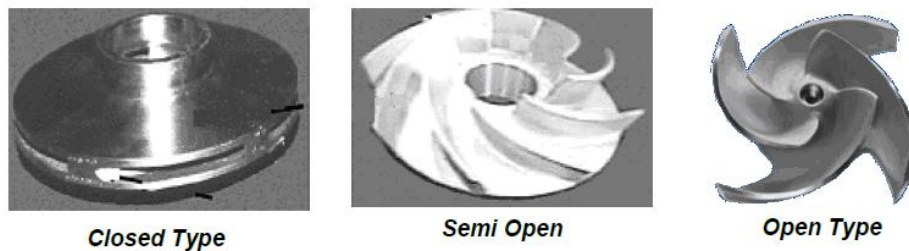
Discharge nozzel menyatu dengan volute casing, dimana akan berfungsi sebagai tempat fluida keluar. Pada kondisi ini fluida akan ditekan oleh impleller keluar volute casing karena adanya tekanan pada sisi tekan (*discharge*).



Gambar 2. 5 Discharge nozzel (Wasiran et al., 2022)

4. Impeller

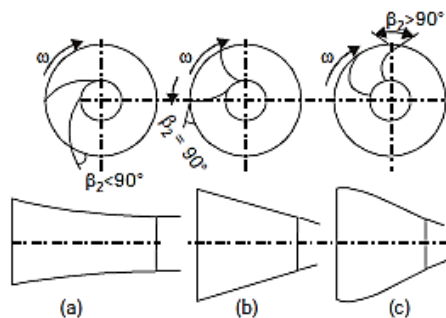
Impeller merupakan komponen pompa sentrifugal yang memiliki peran penting, karena impeller berbentuk cakram yang memiliki sudu-sudu akan berputar dengan kecepatan tinggi akan memberikan beda tekanan pada sistem. Dimana pada sisi hisap (*suction*) akan mengalami kevacuman sehingga fluida dapat terhisap dan pada sisi tekan (*discharge*) akan menaikkan tekanan sehingga fluida dapat di distribusikan.



Gambar 2. 6 Impeller (Laut, 2017)

Jika dilihat dari bentuk sudut keluar impeller, terdapat tiga jenis yang berbeda yaitu :

- Backward-curved vane ($\beta_2 < 90^\circ$)
- Radial vane ($\beta_2 = 90^\circ$)
- Forward-curved vane ($\beta_2 > 90^\circ$)



Gambar 2. 7 Jenis sudu berdasarkan sudut keluar impeller (Srinivasan, n.d.)

2.3 Karakteristik Pompa Sentrifugal

2.3.1 Kecepatan spesifik

Kecepatan spesifik merupakan parameter yang tidak memiliki satuan yang dimana akan menunjukkan klasifikasi karakteristik hidraulis pompa berdasarkan bentuk geometris desain impellernya. Selain itu kecepatan spesifik akan memberikan informasi tentang bentuk impeller dan jenis aplikasi untuk pompa tersebut. Secara matematis kecepatan spesifik (N_s) di rumuskan sebagai berikut.

$$n_s = \frac{3.65n\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}} \quad (2.1)$$

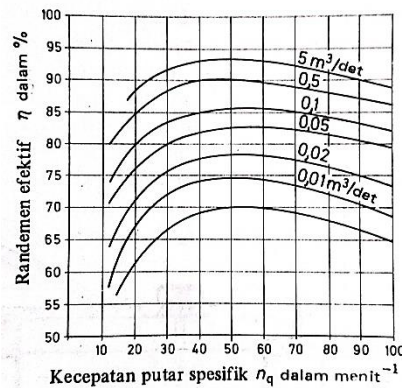
Dari nilai yang didapat dari perhitungan kecepatan spesifik (N_s) kita dapat menentukan jenis roda jalan atau impeller berdasarkan batasan nilai kecepatan spesifik (N_s) tersebut.

Type of impeller	Positive displacement pumps	Centrifugal			Mixed		Axial	
		Radial		Mixed	Diagonal	Propeller	Propeller	Ship propellers
		Low discharge	Normal discharge	Higher discharge				
$n_s = \frac{3.65n\sqrt{Q}}{H^{3/4}}$	8–35	40–80	80–150	150–300	300–400	400–600	600–1200	1200–1800 and above
$\frac{D_2}{D_1}$	–	≈ 2.5	≈ 2	1.8–1.4	1.3–1.15	1.15–1.1	0.8–0.6	0.6–0.55
$n_{sq} = \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}}$	2–10	10–22	22–41	41–82	82–110	110–165	165–330	330–495
$n_{sq} = \frac{n\sqrt{Q}}{(gH)^{3/4}}$	0.36–1.8	1.8–4.0	4.0–7.4	7.4–14.8	14.8–19.8	19.8–29.8	29.8–59.5	59.5–89.3

Gambar 2. 8 Tabel kecepatan spesifik (Srinivasan, n.d.)

2.3.2 Daya pompa

Dalam perhitungan daya pompa harus memerlukan notasi efisiensi efektif (η). Dimana efisiensi efektif (η) dapat dicari menggunakan diagram perpotongan antara kecepatan spesifik (N_s) dengan kapasitas aliran (Q) seperti diagram efisiensi efektif (η) atau dapat juga menggunakan perhitungan.



Gambar 2. 9 Effisiensi efektif (Dietzel Fritz, 1996)

1. Daya hidrolik (N_0)

Pada pompa sentrifugal daya hidrolik (N_0) merupakan besaran daya yang mendeskripsikan besaran energi yang digunakan dan dipindahkan ke fluida. Daya hidrolik (N_0) dapat dihitung dengan persamaan berikut.

$$N_0 : \rho \cdot g \cdot H \cdot Q \quad (2.2)$$

2. Daya penggerak (N_i)

Daya penggerak (N_i) merupakan besaran daya yang diperlukan untuk menggerakkan sebuah pompa untuk dapat memindahkan fluida. Daya penggerak (N_i) dapat dihitung dengan persamaan berikut.

$$N_i : \frac{N_0}{\eta} \quad (2.3)$$

2.3.3 Kerugian pada pompa dan efisiensi

Effisiensi merupakan rasio antara energi output terhadap energi input pompa saat bekerja, terjadinya harga rasio didapat karena pada kinerja mesin fluida terdapat kerugian- kerugian yang terjadi. Ada tiga jenis kerugian pada kerja mesin fluida yaitu.

1. Kerugian hidrolik dan efisiensi hidrolik

Kerugian hidrolik (ΔH) terjadi karena kerugian akibat gesekan karena faktor kekasaran impeller dan kerugian aliran sekunder. Oleh karena itu, head aktual (H_{act}) yang terjadi akan lebih kecil daripada head teoritis (H_{th}).

Effisiensi hidrolik (η_h) adalah rasio antara head aktual (H_{act}) dan head teoritis (H_{th}).

Kerugian hidrolik

$$\Delta H = H_{th} - H_{act} \quad (2.4)$$

Effisiensi hidrolik

$$\eta_h = \frac{H_{act}}{H_{th}} = \frac{H_{th} - \Delta H}{H_{th}} = \frac{H_{act}}{H_{act} + \Delta H} = 1 - \frac{\Delta H}{H_{th}} \quad (2.5)$$

2. Kerugian volumetrik dan efisiensi volumetrik

Kerugian volumetrik (ΔQ) terjadi karena kerugian akibat adanya kebocoran pada dua sisi impeller yaitu pada sisi jarak bebas sisi depan dan belakang impeller. Oleh karena itu, kapasitas aktual (Q_{act}) yang terjadi lebih kecil daripada kapasitas teoritis (Q_{th}). Effisiensi volumetrik (η_v) adalah rasio antara kapasitas aktual (Q_{act}) dan kapasitas teoritis (Q_{th}).

Kerugian volumetrik

$$\Delta Q = Q_{th} - Q_{act} \quad (2.6)$$

Effisiensi volumetrik

$$\eta_v = \frac{Q_{act}}{Q_{th}} = \frac{Q_{th} - \Delta Q}{Q_{th}} = \frac{Q_{act}}{Q_{act} + \Delta Q} = 1 - \frac{\Delta Q}{Q_{th}} \quad (2.7)$$

3. Kerugian mekanis dan efisiensi mekanis

Kerugian mekanis (ΔN) terjadi karena kerugian akibat bearing (ΔN_B), Segel mekanis (ΔN_S), dan kehilangan gesekan cakram (ΔN_D) ketika impeller bekerja didalam volute casing. Oleh karena itu, daya aktual (N_i) akan lebih kecil nilainya daripada daya teoritis (N_{th}). Effisiensi mekanis (η_m) adalah rasio antara daya aktual (N_i) dan daya teoritis (N_{th}).

Kerugian mekanis

$$\Delta N = N_{th} - N_i \quad (2.8)$$

Effisiensi mekanis

$$\eta_m = \frac{N_i}{N_{th}} = \frac{N_{th} - \Delta N}{N_{th}} = \frac{N_i}{N_i + \Delta N} = 1 - \frac{\Delta N}{N_{th}} \quad (2.9)$$

4. Kerugian total dan efisiensi total

Kerugian total yaitu penjumlahan dari hasil perhitungan kerugian hidrolik, kerugian volumetrik dan kerugian mekanis.

Kerugian total

$$h_{\text{pump}} = \Delta H + \Delta Q + \Delta N \quad (2.10)$$

Effisiensi total yaitu harga dari perhitungan effisiensi hidrolis, effisiensi volumetrik dan effisiensi mekanis.

Effisiensi total

$$\eta = \eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_m \quad (2.11)$$

2.3.4 Kapasitas pompa

Kapasitas pompa atau disebut juga debit merujuk pada kemampuan pompa dalam mengalirkan fluida dalam kurun waktu tertentu. Dimana kapasitas pompa dapat dihitung menggunakan persamaan berikut.

$$Q = A \cdot v \quad (2.12)$$

2.3.5 Head total

Head total pada pompa sentrifugal yaitu bentuk energi yang dinyatakan dalam satuan (m) yang menjelaskan kemampuan pompa dalam menaikkan fluida setinggi meter kolom air (mka). Head total memiliki komponen yaitu : head statis, head tekanan dan head kecepatan. Head total dapat dihitung dengan persamaan berikut.

$$H_t = H_s + \Delta H_p + H_v \quad (2.13)$$

$$H_s = h_d - h_s \quad (2.15)$$

$$\Delta H_p = \frac{(P_d - P_s)}{\rho \cdot g} \quad (2.14)$$

$$H_v = \frac{(v_d^2 - v_s^2)}{2g} \quad (2.16)$$

2.4 Perhitungan Dimensi Impeller

2.4.1 Diameter poros

Pada pompa sentrifugal poros berperan penting sebagai penerus putaran dari motor penggerak menuju impeller. Oleh karena itu pada perhitungan dimensi impeller, diawali dengan menghitung diameter poros dengan persamaan sebagai berikut (Sularso & Suga, 2004).

$$Dp = \left[\frac{5,1}{\tau_a} \cdot k_t \cdot c_b \cdot T \right]^{\frac{1}{3}} \quad (2.17)$$

Pada perhitungan diatas, hendaknya terlebih dahulu menghitung torsi (T) dan mengetahui nominal tegangan izin (τ_a). Dimana nominal tegangan izin (τ_a) untuk pompa sentrifugal perlu dihitung terlebih dahulu dan untuk torsi (T) dapat dihitung dengan persamaan berikut.

$$T = 9.74 \times 10^5 \frac{Pd}{n} \quad (2.18)$$

$$\tau_a = \frac{\sigma_B}{Sf_1 \cdot Sf_2} \quad (2.19)$$

Tabel 2. 1 Baja karbon konstruksi mesin bahan poros (Sularso & Suga, 2004)

Standar dan macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (N/mm ²)	Keterangan
Baja karbon konstruksi mesin (JIS G 4501)	S30C	Pernomalan	48	Ditarik dingin, digerinda, dibubut, atau gabungan antara hal-hal tersebut
	S35C	“	52	
	S40C	“	55	
	S45C	“	58	
	S50C	“	62	
	S55C	“	66	
Batang baja yang difinis dingin	S35C-D	-	53	Ditarik dingin, digerinda, dibubut, atau gabungan antara hal-hal tersebut
	S45C-D	-	60	
	S55C-D	-	72	

Setelah mendapatkan hasil perhitungan diameter poros maka kita dapat menghitung diameter hub (Dh). Hub pada impeller berfungsi sebagai penentu kekuatan struktur impeller karena akan menjadiudukan poros motor penggerak.

$$D_h = (1.2 - 1.3) \cdot D_p \quad (2.20)$$

2.4.2 Dimensi sisi masuk impeller

1. Diameter sisi hisap

Diameter sisi hisap dapat dihitung menggunakan persamaan berikut (Dietzel Fritz, 1996)

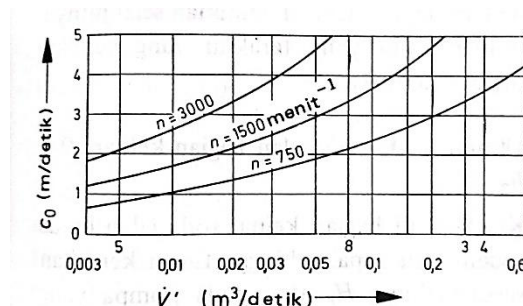
$$D_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{th}}{\pi \cdot C_0}} + D_h^2 \quad (2.21)$$

Akan tetapi pada kenyataannya, desain diameter sisi hisap impeller (D_0) dibuat sama dengan diameter pipa sisi hisap rumah pompa. Dalam hal ini pemilihan diameter yang sama untuk menghindari turbulensi dan memastikan aliran fluida yang stabil (Srinivasan, n.d.)

Untuk notasi harga kecepatan axial masuk impeller (C_0) dapat diketahui menggunakan diagram atau dilakukan perhitungan, normalnya kecepatan axial sisi masuk impeller (C_0) sekitar 2 – 4 m/s (Srinivasan, n.d.). sedangkan untuk notasi harga kapasitas teoritis (Q_{th}) harus dihitung, karena untuk mempertimbangkan terjadinya kerugian arus balik maka harus dibuat menjadi 3% - 5% lebih besar dari kapasitas rencana,

$$Q_{th} = (1.02 \dots 1.05) \cdot Q \quad (2.22)$$

$$C_0 = (0.06 - 0.08) \cdot \sqrt[3]{Q_{th} \cdot n^2} \quad (2.23)$$



Gambar 2. 10 Notasi kecepatan axial aliran masuk izin (Dietzel Fritz, 1996)

2. Kecepatan tangensial sisi masuk

Kecepatan tangensial sisi masuk (U_1) merupakan notasi untuk menjelaskan kecepatan linier fluida ditepi impeller sebelum masuk kedalam sudu impeller. Kecepatan tangensial sisi masuk (U_1) dapat dihitung dengan persamaan berikut.

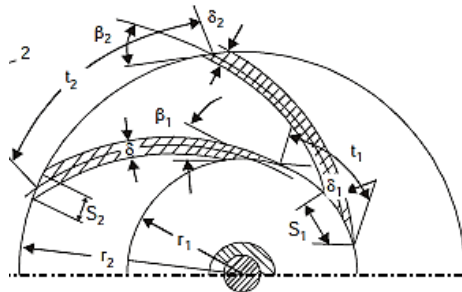
$$U_1 = \frac{D_1 \cdot \pi \cdot n}{60} \quad (2.24)$$

Diameter impeller sisi masuk

$$D_1 = (0.7 - 1.1) \cdot D_0 \quad (2.25)$$

3. Lebar impeller sisi masuk

Pada perhitungan lebar impeller sisi masuk, karena adanya ketebalan sudu yang berkisar 2 - 6 mm, maka besar saluran yang dilalui fluida adalah sisa dari $(t - \sigma)$ sehingga disebut faktor penyempitan (τ). Pada bagian sisi masuk notasi faktor penyempitan (τ_1) dapat diperkirakan pertama kali berkisar 1.05 - 1.1. untuk itu, pada kecepatan aliran meridian sebelum masuk impeller (C_{m0}) dapat dihitung $C_{m0} = \tau_1 \cdot c_0$.



Gambar 2. 11 Simbol pada sudu impeller (Srinivasan, n.d.)

$$\text{Jarak pembagi sudu, } t = \frac{D \cdot \pi}{z}$$

$$\text{Proyeksi sisi sudu pada arah keliling impeller, } s = \frac{\sigma}{\sin \beta}$$

$$\text{faktor penyempitan, } \tau = \frac{t}{t - \sigma}$$

$$B_1 = \frac{Q_{th}}{D_1 \cdot \pi \cdot C_{m0} \cdot \varphi} \quad (2.26)$$

4. Sudut impeller sisi masuk

Jika notasi harga C_1 dan U_1 dari Diameter masuk impeller (D_1) kira-kira sudah tetap, maka besaran notasi sudut impeller sisi masuk (β_1) dapat dihitung dengan persamaan berikut.

$$\tan \beta_1 = \frac{c_{m1}}{u_1} \quad (2.27)$$

Dimana kecepatan meridional sisi masuk (C_{m1})

$$C_{m1} = K_{cm1} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad (2.28)$$

5. Kecepatan relatif aliran masuk

Kecepatan relatif aliran masuk adalah kecepatan aliran yang berada diarea impeller. Kecepatan relatif aliran masuk (w_1) dapat dicari dengan persamaan berikut.

$$W_1 = \frac{c_{m1}}{\sin \beta_1} \quad (2.29)$$

2.4.3 Dimensi sisi keluar impeller

1. Head teoritis

Pada teori satu dimensi euler mengasumsikan bahwa jumlah sudu yang cukup banyak mampu mengarahkan fluida secara optimal sehingga dapat menghasilkan head yang ideal. Akan tetapi banyaknya sudu pada impeller akan menghasilkan slip aliran (*flow slip*) dan kerugian sekunder. Untuk itu koreksi (p) digunakan untuk memperhitungkan efek-efek akibat slip aliran dan kerugian sekunder agar head yang dihasilkan akurat (Srinivasan, n.d.).

$$H_{th} = (1 + p) H_m \quad (2.30)$$

Koreksi slip (p)

$$p = \frac{\psi}{z} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2} \quad (2.31)$$

Koefisien konfigurasi sudu impeller (ψ)

$$\psi = (0.65 - 0.85) + 0.6 \cdot \sin \beta_2 \quad (2.32)$$

untuk perhitungan head manometer (H_m) dapat dicari menggunakan persamaan berikut.

$$H_m = \frac{H}{\eta_h} = \frac{c_{u2} u_2}{g} = (0.5 - 0.8) \frac{u_2^2}{g} \quad (2.33)$$

Untuk harga kecepatan aliran meridian keluar (C_{u2}) dapat dipilih berkisar $(0.5 - 0.8) \cdot u_2$ (Srinivasan, n.d.)

2. Kecepatan tangensial sisi keluar

Pada perhitungan pertama kali, kecepatan tangensial dapat dihitung menggunakan persamaan turunan dari persamaan untuk mencari head manometrik sebagai berikut.

$$U_2 = \sqrt{\frac{g H_m}{(0.5 \sim 0.8)}} \quad (2.34)$$

Setelah sudut keluar impeller (β_2), jumlah sudu (Z), dan head terotis sudah didapat, maka kecepatan tangensial sisi keluar perlu dihitung kembali menggunakan persamaan berikut.

$$U_2 = \left(\frac{c_{m2}}{2 \tan \beta_2} \right) + \sqrt{\left(\frac{c_{m2}}{2 \tan \beta_2} \right)^2 + g H_{th}} \quad (2.35)$$

3. Diameter sisi keluar impeller

Pada perhitungan diameter sisi keluar impeller (D_2) dapat dihitung menggunakan persamaan berikut.

$$D_2 = \frac{60 \cdot u_2}{\pi \cdot n} \quad (2.36)$$

4. Sudut impeller sisi keluar

Pada perhitungan sudut impeller sisi keluar (β_2) adanya keterkaitan antara kecepatan aliran meridian (C_m) dengan satuan (m/s) dan kecepatan relatif (w) dengan satuan (m/s). Sehingga persamaan untuk mencari sudut impeller sisi keluar (β_2) dari rasio antara kecepatan relatif sisi masuk (w_1) dan sisi keluar (w_2) yaitu.

$$\frac{w_1}{w_2} = \frac{C_{m2}}{\sin \beta_2} \cdot \frac{\sin \beta_1}{C_{m1}} = \frac{C_{m2}}{C_{m1}} \cdot \frac{\sin \beta_1}{\sin \beta_2} = \frac{K_2 C_{m3}}{K_1 C_{m0}} \cdot \frac{\sin \beta_1}{\sin \beta_2} \quad (2.37)$$

Sehingga.

$$\sin \beta_2 = \frac{C_{m2}}{C_{m1}} \cdot \frac{w_2}{w_1} \cdot \sin \beta_1 \quad (2.38)$$

Dimana kecepatan meridian sisi keluar (C_{m2})

$$C_{m2} = K_{cm2} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_m} \quad (2.39)$$

5. Lebar impeller sisi keluar

Pada dimensi impeller sisi keluar, lebar impeller dapat dihitung dengan persamaan berikut.

$$B2 = \frac{Q_{th}}{\pi \cdot D_2 \cdot C_{m3} \cdot \varphi} \quad (2.40)$$

6. Kecepatan relatif aliran keluar

Kecepatan relatif aliran masuk adalah kecepatan aliran yang berada diarea impeller. Kecepatan relatif aliran keluar (w_2) dapat dicari dengan persamaan berikut.

$$W_2 = \frac{C_{m2}}{\sin \beta_2} \quad (2.41)$$

2.4.4 Pemilihan sudu-sudu pada impeller

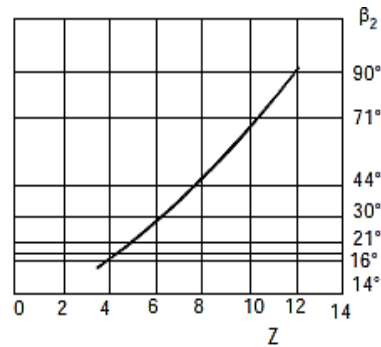
Pada pemilihan jumlah sudu pada impeller (Z) menjadi bagian yang penting, karena perubahan panjang, tebal, dan jumlah sudu sangat mempengaruhi besarnya nilai kerugian sekunder yaitu perbedaan tekanan antara sisi depan dan sisi belakang sudu, mempengaruhi karakteristik kavitasi pompa dan mempengaruhi Head (H) serta kapasitas aliran (Q) (Srinivasan, n.d.).

Oleh karena itu persamaan untuk menentukan jumlah sudu pada impeller (Z).

Dimana :

$$Z = 6,5 \cdot \frac{r_2 + r_1}{r_2 - r_1} \cdot \sin\left(\frac{\beta_1 + \beta_2}{2}\right) \quad (2.42)$$

Carl Pfliiderer berdasarkan hasil dari Hanson telah memberikan grafik untuk menentukan jumlah sudu impeller (Z) berdasarkan notasi harga sudut impeller sisi keluar (β_2).



Gambar 2. 12 Pemilihan jumlah sudu impeller (Srinivasan, n.d.)

2.4.5 Segitiga kecepatan

Segitiga kecepatan adalah representasi vektor kecepatan aliran pada impeller pompa dan turbin. Dimana konsep ini berguna untuk merancang impeller agar optimal dalam melakukan konversi energi.

Adapun segitiga kecepatan ini dikembangkan oleh beberapa tokoh utama ilmuwan dalam bidang *turbo machinery* yaitu:

1. Leonhard euler (1754)

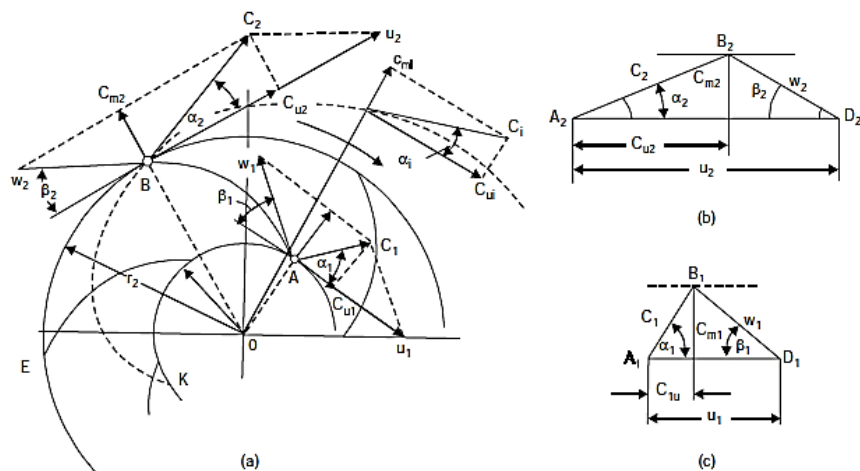
Dimana leonhard euler menjelaskan hubungan antara momentum sudut fluida terhadap kinerja yang diberikan impeller. Hukum Euler juga menjadi dasar untuk perhitungan head pompa (H) dalam sistem *turbo machinery*.

2. Carl Pfleiderer (1929)

Carl Pfleiderer berdasarkan pendekatan semi-teoritis memberikan cara dalam menentukan perencanaan geometri impeller, menganalisis kerugian pada sudu impeller dan mengkoreksi hukum Euler dalam menentukan Head teoritis (H_m) dengan mempertimbangkan kerugian yang terjadi pada sudu impeller.

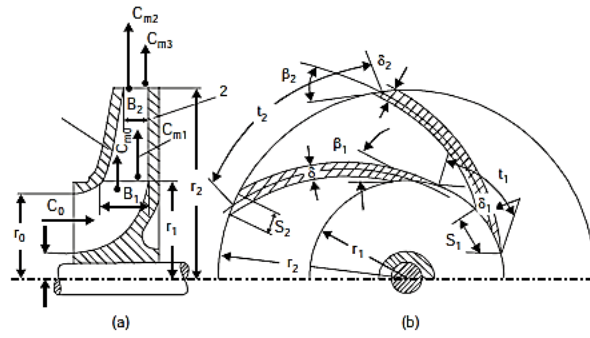
Adapun pada segitiga kecepatan, memiliki beberapa komponen yang dijelaskan dibawah ini (Srinivasan, n.d.).

- u : kecepatan tangensial sudu impeller (m/s)
- c : kecepatan absolut aliran fluida terhadap objek yang tidak bergerak (m/s)
- w : kecepatan relatif fluida pada lintasan sudu impeller
- α : sudut absolut, sudut antara kecepatan absolut (c) dan kecepatan tangensial sudu impeller (u)
- β : sudut sudu impeller, sudut antara kecepatan relatif (w) dan kecepatan tangensial sudu impeller (u)



Gambar 2. 13 Simbol segitiga kecepatan (Srinivasan, n.d.)

Untuk simbol dan cakupan yang digunakan pada impeller dapat dijelaskan pada gambar berikut



Gambar 2. 14 Simbol dan cakupan pada impeller (Srinivasan, n.d.)

2.5 Pelukisan Sudu Impeller

Pada pelukisan sudu impeller dapat menggunakan metode tangent arcs. Dimana metode tangent arcs membutuhkan parameter geometri berupa : diameter masuk impeller (D_1), diameter keluar impeller (D_2), sudut masuk impeller (β_1) dan sudut keluar impeller (β_2). Maka metode tangent arcs dapat dihitung sehingga nantinya menghasilkan beberapa lingkaran konsentris dan sudut kelengkungan sudu yang nantinya membentuk garis lengkung sudu yang berhubungan disetiap titik lingkaran konsentrisnya (A. Church, 1993).

Perhitungan metode tangent arcs

$$\rho = \frac{R_b^2 - R_a^2}{2(R_b \cos \beta_b - R_a \cos \beta_a)} \quad (2.43)$$

$$\Delta R = \frac{R_2 - R_1}{i} \quad (2.44)$$

$$\Delta \beta = \frac{\beta_2 - \beta_1}{i} \quad (2.45)$$

Untuk mempermudah proses perhitungan data parameter pelukisan sudu impeller, maka dapat di buat dalam bentuk tabel seperti berikut :

Tabel 2. 2 pelukisan sudu impeller

Ring	R	R^2	β	$\cos \beta$	$R \cdot \cos \beta$	$Rb \cdot \cos \beta b$ $- Ra \cdot \cos \beta a$	Rb^2 $- Ra^2$	ρ
1								
a								
b								
c								
2								

BAB 3

METODE PENELITIAN

3.1 Tempat dan Waktu

Adapun dalam melakukan penelitian, tempat dan waktu yang sudah ditentukan agar penelitian berjalan dengan baik dapat dijabarkan sebagai berikut.

3.1.1 Tempat penelitian

Tempat pelaksanaan penelitian akan dipilih dan dilaksanakan Laboratorium Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara di Jl. Kapten Muchtar Basri No.3, Glugur Darat II, Kec. Medan Tim., Kota Medan, Sumatera Utara 20238

3.1.2 Waktu penelitian

Waktu pelaksanaan penelitian akan di tentukan dengan baik dan terencana agar membantu pelaksanaan penelitian berjalan dengan baik. Dimana rincian waktu pelaksanaan penelitian akan dijelaskan pada tabel berikut.

Tabel 3. 1 Waktu pelaksanaan penelitian

No	Kegiatan	Bulan (2024 – 2025)											
		10	11	12	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Pengajuan judul tugas akhir	■											
2	Studi literatur	■	■	■									
3	Penulisan proposal		■	■	■	■	■	■	■				
4	Seminar proposal			■	■	■	■	■	■	■			
5	Persiapan alat dan bahan				■	■	■	■	■	■	■		
6	Pembuatan alat penelitian					■	■	■	■	■	■	■	
7	Pengujian dan analisa data						■	■	■	■	■	■	■
8	Penulisan bab (4 – 5)							■	■	■	■	■	■
9	Bimbingan dan perbaikan		■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
10	Seminar hasil									■	■	■	■

3.2 Bahan dan Alat Penelitian

Adapun bahan dan alat yang mendukung penelitian berjalan dengan baik dapat dijabarkan sebagai berikut.

3.2.1 Bahan penelitian

Pada penelitian yang akan dilakukan, menggunakan bahan – bahan sebagai berikut.

1. Pipa PVC

Pipa PVC dipilih untuk bahan pipa dengan diameter 1.5 inch yang akan di pasang untuk instalasi sistem pemipaan pada sisi hisap (*suction*) dan sisi tekan (*discharge*).



Gambar 3. 1 Pipa PVC

2. Fitting pipa PVC

Fiting pipa yang merupakan kumpulan dari komponen pemipaan yaitu elbow, katup, tee dan dop yang berfungsi untuk menjadi sambungan saat membangun sebuah instalasi pemipaan.



Gambar 3. 2 Fitting pipa PVC

3. Wadah fluida kerja

Wadah tampungan digunakan sebagai tampungan fluida kerja dengan volume konstan pada saat penelitian dilakukan.



Gambar 3. 3 Wadah fluida kerja

4. Fluida kerja

Fluida kerja yang dipilih yaitu air dengan temperatur sekitar 25-28⁰ C. Dimana air digunakan sebagai fluida kerja yang disirkulasikan oleh pompa pada saat penelitian dilakukan.



Gambar 3. 4 Fluida kerja air

5. Filamen PLA+

Filamen PLA+ (polylactic acid) merupakan bahan filamen untuk mesin 3D printer. Dimana pada penelitian ini PLA+ dipilih untuk proses manufaktur impeller uji yang telah dirancang.



Gambar 3. 5 Filamen PLA+

3.2.2 Alat penelitian

Pada penelitian yang akan dilakukan, menggunakan alat – alat sebagai berikut.

1. Solidworks

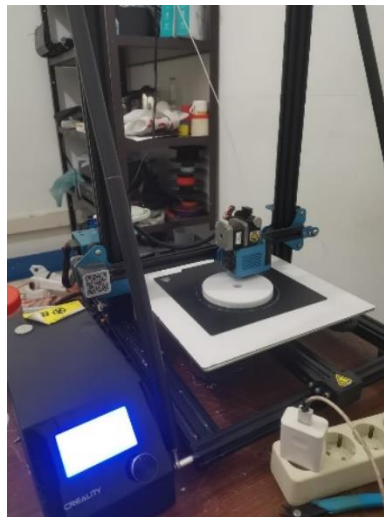
Solidworks merupakan software computer – aided design (CAD) berbasis parametris yang digunakan untuk mendesain, memodelkan dan menganalisis objek 2D dan 3D. Dimana pada penelitian yang akan dilakukan, solidworks berguna untuk mendesain impeller berdasarkan parameter hasil dari perhitungan perancangan impeller.



Gambar 3. 6 Solidworks software

2. 3D printer

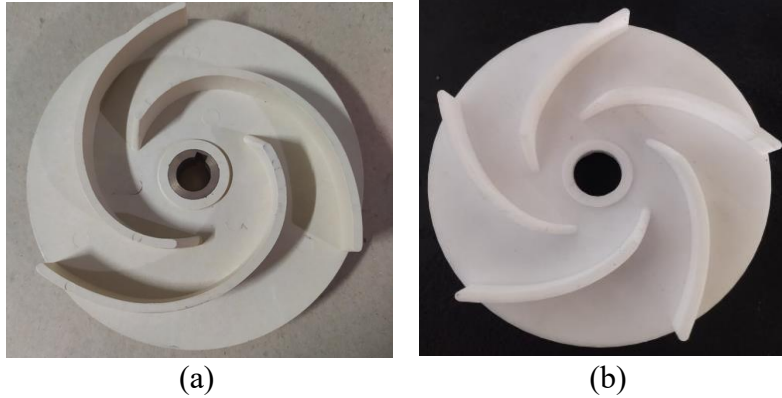
Untuk proses manufaktur impeller dengan metode 3D printing yaitu diawali dengan membuat model impeller 3D terlebih dahulu, lalu di program dengan mesin 3D printer dengan menggunakan material PLA+.



Gambar 3. 7 Alat 3D printing

3. Impeller uji

Impeller uji pada penelitian yang akan dilakukan menggunakan dua impeller, yaitu (a) impeller standar pompa dan (b) impeller hasil rancang bangun modifikasi.



Gambar 3. 8 Impeller uji

4. Pompa sentrifugal

Pompa sentrifugal dengan spesifikasi kapasitas 340 L/min dengan daya motor 1.5 HP dan putaran 3000 RPM yang nantinya mensirkulasikan fluida didalam sistem pemipaan serta rumah volute pada pompa sentrifugal nantinya juga akan menjadi rumah volute untuk menguji impeller yang akan direncanakan.



Gambar 3. 9 Pompa sentrifugal

SAN-EI® SE-401A	
POMPA AIR	
Tegangan: 220V	Tinggi Dorong : 9 M
Frekuensi: 50 HZ	Tinggi Total Maks:17 M
Daya Masukan:1100 W	Pipa:1-1/2"x1-1/2"
Daya Keluaran:400 W	Kelas Insulasi Lilitan:B
Kapasitas Air: 340 L/min	Kapasitor: 20 µF/450V
Tinggi Hisap Maks: 8 M	Suhu Cairan Maks:35°C
KAN SNI KOMITE AKREDITASI NABIDAL NRP 113-027-192989	
NEGERA PRODUKSI : INDONESIA	

Gambar 3. 10 Spesifikasi pompa sentrifugal

5. Rotameter

Rotameter merupakan alat ukur debit sebuah aliran ketika fluida mengalir melewati rotameter dengan spesifikasi : skala debit 50 – 350 LPM. Dimana dalam penelitian ini berguna untuk mengetahui nilai kapasitas pompa.



Gambar 3. 11 Rotameter

6. Pressure gauge

Pressure gauge atau Manometer analog adalah alat ukur untuk mengetahui besaran tekanan yang terjadi di dalam sistem pemipaan. Dimana pada penelitian ini menggunakan dua pressure gauge atau manometer analog yang diletakan pada sisi (a) untuk pipa *discharge* dengan skala 0 sampai 35 psi dan sisi (b) untuk pipa *suction* dengan skala 0 sampai -76 cmHg.



(a)



(b)

Gambar 3. 12 Pressure gauge

7. Power meter

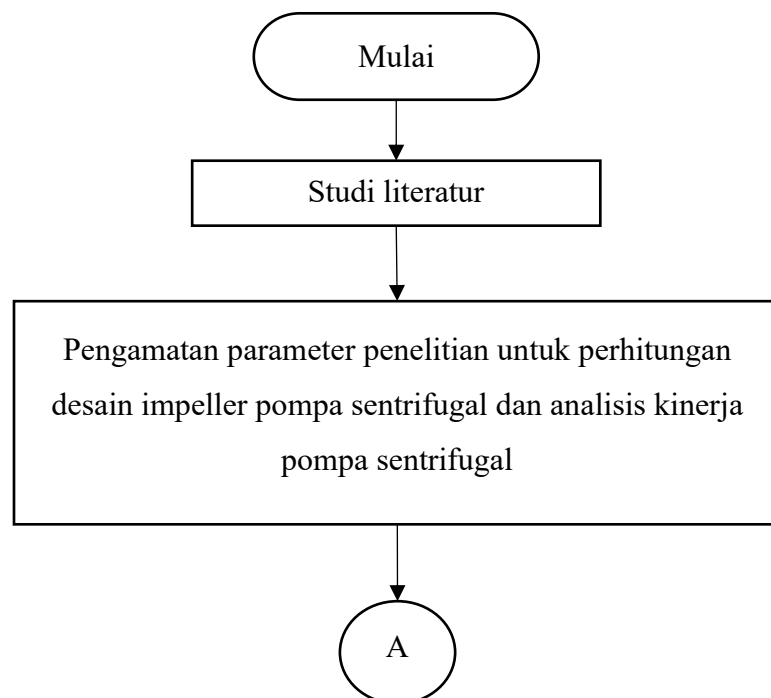
Power meter adalah alat ukur untuk mengetahui besaran arus, voltage, dan daya. Dimana pada penelitian ini akan digunakan untuk mengetahui besaran arus, voltage dan daya yang digunakan saat pompa sentrifugal berkerja.

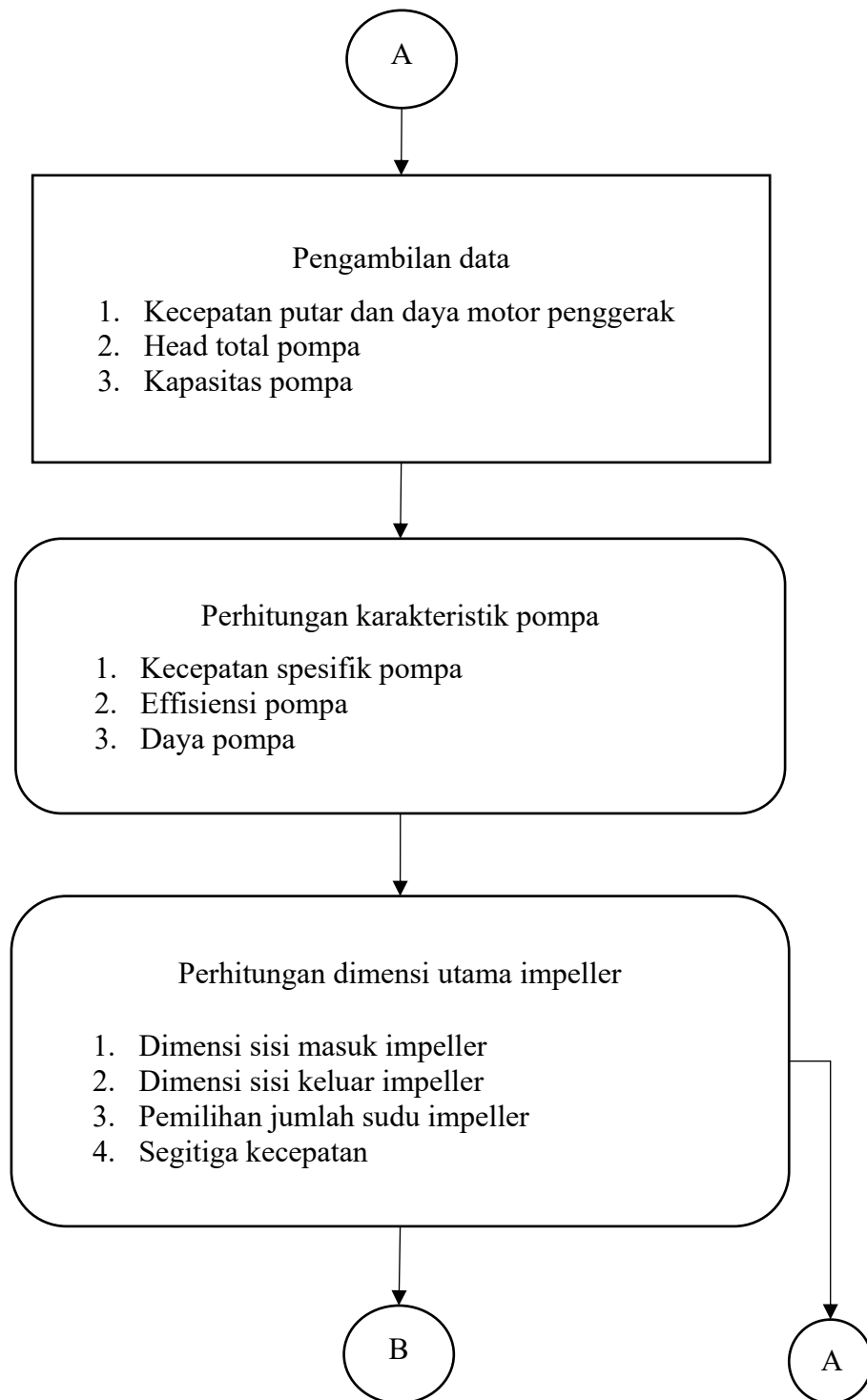


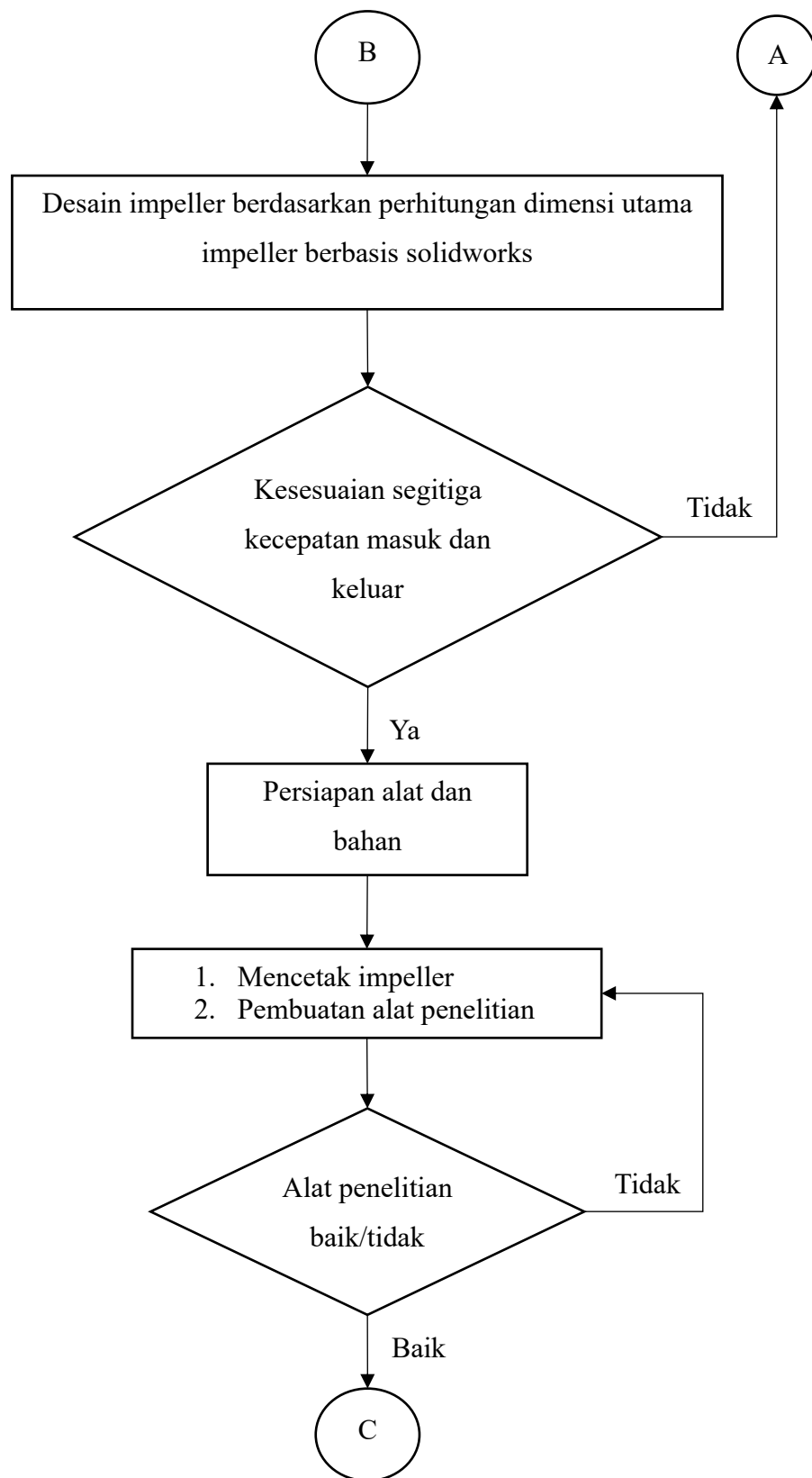
Gambar 3. 13 Power meter

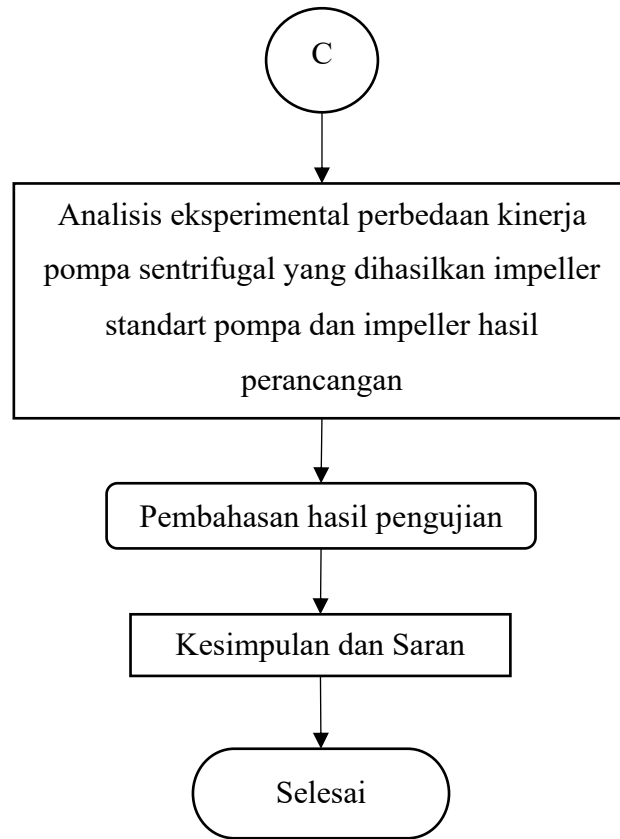
3.3 Bagan Alir Penelitian

Adapun bagan alir yang dapat membantu berjalan-nya penelitian dengan baik dapat dijabarkan sebagai berikut.









Gambar 3. 14 Bagan alir penelitian

3.4 Rancangan Alat Penelitian

Adapun rancangan alat penelitian yang akan membantu proses uji eksperimental untuk mengetahui kinerja pompa sentrifugal yang dihasilkan oleh impeller. Pada alat penelitian ini, akan dibuat sistem sirkulasi pompa menggunakan pipa PVC sebagai media jalannya fluida kerja saat di sirkulasikan oleh pompa sentrifugal dari wadah fluida kerja yang merupakan bejana terbuka. Oleh sebab itu rancangan alat penelitian dijabarkan sebagai berikut.



Gambar 3. 15 Rancangan alat penelitian

Keterangan :

1. Rangka
2. Wadah tampungan fluida
3. Pompa Sentrifugal
4. Pipa sisi hisap (*suction*)
5. Pipa sisi tekan (*discharge*)
6. Pressure gauge *discharge*
7. Vacuum gauge *suction*
8. *Elbow 90°*
9. *V-shock*
10. Tee
11. *Foot valve*
12. *Ball valve*
13. *Rotameter/flowmeter*
14. Power meter

Adapun pada rancangan alat penelitian terfokus pada pompa sentrifugal, yaitu untuk menguji impeller standar dan impeller hasil perancangan modifikasi agar mengetahui perbedaan kinerja pompa sentrifugal yang dihasilkan tanpa mempertimbangkan pengaruh losses.



Gambar 3. 16 Pompa sentrifugal

3.5 Prosedur Penelitian

Adapun prosedur penelitian dapat dijabarkan sebagai berikut.

1. Menganalisis geometri impeller pompa standar menggunakan metode trial and error dan rumah volute pompa.
2. Melakukan trial and error perancangan modifikasi impeller berdasarkan pendekatan diameter sisi keluar impeller standar dan rumah volute pompa.
3. Memastikan rancangan modifikasi impeller sudah baik.
4. Melakukan proses pencetakan impeller modifikasi yang sudah dirancang.
5. Melakukan rancang bangun alat penelitian dan memastikan siap digunakan.
6. Memasang impeller standar pada pompa sentrifugal.
7. Menghidupkan pompa .
8. Membaca alat ukur yang di aplikasikan pada sistem pemipaan dengan beberapa kali percobaan sesuai dengan debit kontrol yang sudah disesuaikan dengan nilai tertentu.
9. Mencatat hasil pengukuran dengan menyesuaikan cakupan debit kontrol yang sudah disesuaikan dengan nilai tertentu.
10. Melepas impeller standart pompa sentrifugal.
11. Memasang impeller hasil perancangan modifikasi ke pompa sentrifugal.
12. Lakukan kembali langkah – langkah (7 – 10) dengan melakukan pengecekan impeller uji hasil perancangan modifikasi dengan interval tertentu guna

mengetahui kondisi impeller setelah mengatur debit kontrol dengan nilai tertentu.

13. Menganalisis data hasil pengujian untuk mendapatkan hasil dari kinerja pompa sentrifugal dengan menggunakan impeller uji yang berbeda.
14. Selesai.

3.6 Variabel Yang Akan Diteliti

Adapun variabel yang akan diteliti pada penelitian dapat dijabarkan sebagai berikut.

3.6.1 Variabel kontrol

Adapun variabel kontrol pada penelitian ini yaitu.

1. Fluida kerja air dengan temperatur $25 - 28^{\circ}\text{C}$.
2. Kapasitas pompa atau debit yang terbaca oleh rotameter berkisar dari 40, 80, 120, 160 dan 200 L/menit.

3.6.2 Variabel bebas

Adapun variabel bebas pada penelitian ini yaitu.

1. Geometri atau dimensi impeller antara impeller standar pompa sentrifugal dengan impeller hasil perancangan modifikasi.

3.6.3 Variabel terikat

Adapun variabel terikat pada penelitian ini yaitu.

1. Kinerja pompa sentrifugal yang dihasilkan oleh impeller standar pompa dan impeller hasil perancangan modifikasi, agar mengetahui perbedaan kinerja pompa sentrifugal dari kedua impeller tersebut tanpa mempertimbangkan pengaruh losses.

Adapun kinerja pompa sentrifugal meliputi :

- A. Kapasitas pompa (Q)
- B. Head total (H_t)
- C. Daya (N)
- D. Efisiensi pompa (η)

3.7 Identifikasi geometri impeller standar

Identifikasi geometri impeller standar dilakukan untuk mengetahui parameter utama impeller, khususnya sudu impeller, yaitu sudut masuk (β_1) dan sudut keluar (β_2). Metode yang digunakan adalah metode tangent arcs dan segitiga kecepatan dengan bantuan ceplakan (*tracing*) sudu.

Prosedur identifikasi dilakukan melalui langkah berikut:

1. Mengoleskan tinta pada sudu impeller kemudian membuat ceplakan pada kertas untuk memperoleh bentuk asli sudu.
2. Membuat lingkaran dari diameter masuk (D_1) dan diameter keluar (D_2) pada hasil ceplakan.
3. Melakukan analisis trial and error untuk mendapatkan sudut masuk (β_1) dan sudut keluar (β_2) dengan metode segitiga kecepatan.
4. Setelah mendapatkan perkiraan sudut masuk (β_1) dan sudut keluar (β_2) maka melakukan pendekatan perhitungan dengan metode tangent arcs, guna mendapatkan ukuran jari-jari lengkungan sudu (ρ).
5. Menyusun tabel hasil perhitungan menggunakan metode tangent arcs untuk mempermudah verifikasi data identifikasi trial and error.
6. Melukis bentuk sudu di perangkat lunak CAD (SolidWorks) sesuai data identifikasi yang sudah dihitung dan mencocokkannya dengan ceplakan (*tracing*) asli untuk memastikan kesesuaian bentuk lengkungan sudu.

Dari hasil identifikasi geometri impeller standar diperoleh bahwa impeller standar memiliki sudu dengan sudut masuk (β_1) sebesar 12° dan sudut keluar (β_2) sebesar 21° . Sehingga dari identifikasi geometri impeller standar diharapkan mempermudah proses penelitian untuk membandingkan geometri impeller standar dan impeller hasil perancangan modifikasi.

BAB 4

HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Hasil Perancangan Modifikasi Impeller

Adapun hasil perancangan perancangan modifikasi impeller pompa sentrifugal dapat dijabarkan dengan tahapan berikut :

4.1.1 Parameter awal perencanaan modifikasi impeller

Pada parameter awal perencanaan modifikasi impeller berupa data spesifikasi yang tertera pada pompa sentrifugal. Dimana nantinya parameter inilah yang menjadi dasar dari perencanaan modifikasi impeller yang akan dilakukan.

1. Kapasitas pompa atau debit

Diketahui kapasitas pompa atau debit adalah 340 L/min, jika di konversikan menjadi m³/s yaitu :

$$1 \text{ liter} : 0,001 \text{ m}^3$$

$$1 \text{ menit} : 60 \text{ s}$$

$$340 \text{ L/min} = \frac{340 \cdot 0,001}{60} = \frac{0,34}{60} = 0,0056667 \text{ m}^3/\text{s}$$

2. Head total pompa

Diketahui head total pompa adalah 17 meter, dimana head *suction* adalah 8 meter dan head *discharge* adalah 9 meter.

3. Putaran motor listrik

Diketahui pada keterangan spesifikasi pompa sentrifugal terdapat notasi mengenai spesifikasi motor listrik yaitu :

$$\text{Frekuensi (f)} : 50 \text{ Hz}$$

$$\text{Pole (P)} : 2 \text{ pole}$$

Sehingga putaran motor listrik :

$$n = \frac{120 \cdot f}{P} = \frac{120 \cdot 50}{2} = 3000 \text{ RPM}$$

Karena diasumsikan terjadinya faktor slip yang akibatnya kerugian putaran maka putaran motor listrik yang dipilih adalah 2950 RPM

4.1.2 Karakteristik pompa sentrifugal

Pada tahapan awal perancangan modifikasi impeller, menghitung karakteristik pompa sentrifugal berupa kecepatan spesifik (N_s), efisiensi (η) dan daya menjadi acuan untuk memastikan bahwa impeller yang direncanakan mampu bekerja sesuai dengan kinerja yang direncanakan.

1. Kecepatan spesifik (N_s)

$$\begin{aligned} N_s &= \frac{3,65 \cdot n \sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}} \\ &= \frac{3,65 \cdot 2950 \sqrt{0,00566}}{\sqrt[4]{17^3}} \\ &= 96,7 \end{aligned}$$

Berdasarkan gambar 2.8, diketahui bahwa impeller yang akan direncanakan adalah tipe impeller *radial normal discharge*.

2. Efisiensi (η)

A. Efisiensi hidrolis (η_h)

$$\begin{aligned} D_{1nom} &= (4,5 \cdot 10^3) \cdot \sqrt[3]{\frac{Q}{n}} \\ &= (4,5 \cdot 10^3) \cdot \sqrt[3]{\frac{0,00566}{2950}} \\ &= 55,91 \text{ mm} \\ \eta_h &= 1 - \frac{0,42}{(\log D_{1nom} - 0,172)^2} \\ &= 1 - \frac{0,42}{(\log 55,91 - 0,172)^2} \\ &= 0,83 \text{ (83\%)} \end{aligned}$$

B. Efisiensi volumetrik (η_v)

$$\begin{aligned} \eta_v &= \frac{1}{1 + (0,68 \cdot N_s^{-2/3})} \\ &= \frac{1}{1 + (0,68 \cdot 96,7^{-2/3})} \\ &= 0,96 \text{ (96\%)} \end{aligned}$$

C. Effisiensi mekanik (η_m)

$$\eta_m = 0,95 \text{ (95\%)}$$

D. Effisiensi total (η)

$$\begin{aligned}\eta &= \eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_m \\ &= 0,83 \cdot 0,96 \cdot 0,95 \\ &= 0,75 \text{ (75\%)}\end{aligned}$$

3. Daya

A. Daya hidrolis (N_o)

$$\begin{aligned}N_o &= \rho \cdot g \cdot H \cdot Q \\ &= 997 \cdot 9,81 \cdot 17 \cdot 0,00566 \\ &= 941,08 \text{ Watt (0,94108 kW)}\end{aligned}$$

B. Daya motor (N_i)

$$\begin{aligned}N_i &= \frac{N_o}{\eta} \\ &= \frac{0,94108}{0,75} \\ &= 1,25 \text{ kW}\end{aligned}$$

4.1.3 Dimensi poros

1. Diameter poros (D_p)

Dikarenakan diameter poros pada pompa sudah tersedia, maka diameter poros diasumsikan sama dengan kondisi aktual pada pompa sentrifugal yaitu 12 mm

4.1.4 Dimensi sisi masuk impeller

1. Diameter hub (D_h)

$$\begin{aligned}D_h &= (1,2 - 1,3) \cdot D_p \\ &= (1,3) \cdot 12 \text{ mm} \\ &= 15,6 \text{ mm}\end{aligned}$$

2. Kapasitas teoritis (Q_{th})

$$\begin{aligned} Q_{th} &= (1,02 - 1,05) \cdot Q \\ &= (1,03) \cdot 0,00566 \text{ m}^3/\text{s} \\ &= 0,00582 \text{ m}^3/\text{s} \end{aligned}$$

3. Diameter suction (D_o)

$$\begin{aligned} D_o &= \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{th}}{\pi \cdot C_0} + Dh^2} \\ &= \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00582}{\pi \cdot 2,11} + 0,0156^2} \\ &= 0,0612 \text{ m (61,2 mm)} \end{aligned}$$

Dari gambar 2.10, notasi harga C_0 yaitu 2,11 m/s

4. Diameter impeller (D_1)

$$\begin{aligned} D_1 &= (0,70 - 1,1) \cdot D_o \\ &= (0,70) \cdot 0,0612 \text{ m} \\ &= 0,0482 \text{ m (42,8 mm)} \end{aligned}$$

5. Lebar sudu (B_1)

$$\begin{aligned} B_1 &= \frac{Q_{th}}{\pi \cdot D_1 \cdot C_{mo} \cdot \varphi} \\ &= \frac{0,00582}{\pi \cdot 0,0428 \cdot 2,75 \cdot 1,2} \\ &= 0,0131 \text{ m (13,1 mm)} \end{aligned}$$

Keterangan : harga notasi $C_{mo} = C_{ml}$

Dikarenakan bentuk rumah volute yang rata dan masih ada celah antara sudu dan rumah volute sekitar 4 mm. Maka lebar sudu di modifikasi sebesar 14 mm dengan tip clearance 2 mm terhadap rumah volute.

6. Kecepatan tangensial (U_1)

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60}$$

$$= \frac{\pi \cdot 0,0482 \cdot 2950}{60}$$

$$= 6,607 \text{ m/s}$$

7. Sudut impeller (β_1)

$$\beta_1 = \tan^{-1} \left(\frac{c_{m1}}{U_1} \right)$$

$$= \tan^{-1} \left(\frac{2,75}{6,607} \right)$$

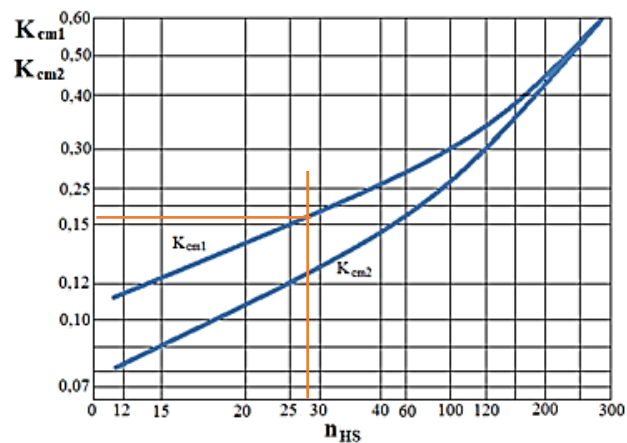
$$= 22,59^\circ$$

$$c_{m1} = K_{cm1} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}$$

$$= 0,154 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 17}$$

$$= 2,75 \text{ m/s}$$

Dimana notasi harga K_{cm1} didapatkan dari grafik berikut :



Gambar 4. 1 Grafik K_{cm1} (Series, 2020)

8. Kecepatan relatif (W_1)

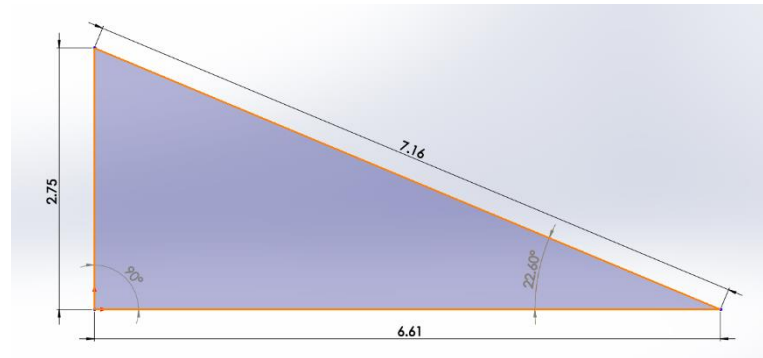
$$W_1 = \frac{c_{m1}}{\sin \beta_1}$$

$$= \frac{2,75}{\sin 22,59^\circ}$$

$$= 7,158 \text{ m/s}$$

9. Segitiga kecepatan

Adapun segitiga kecepatan pada sisi masuk impeller adalah gambaran vector arah aliran dan besaran nilai aliran teoritis, dimana kedua faktor tersebut harus sinkron sehingga membentuk segitiga yang memiliki sisi yang sesuai.



Gambar 4. 2 Segitiga kecepatan sisi masuk impeller

Keterangan :

Kecepatan absolut ($C_1 = C_{m1}$)	= 2,75 m/s
Sudut masuk (β_1)	= 22,59°
Sudut absolut (α_1)	= 90° (aliran radial masuk)
Kecepatan relatif (W_1)	= 7,158 m/s
Kecepatan tangensial (U_1)	= 6,607 m/s

4.1.5 Dimensi sisi keluar impeller

Pada perhitungan dimensi sisi keluar impeller dilakukan trial and error beberapa kali untuk mendapatkan dimensi sudut keluar (β_2) : 40° dan diameter keluar (D_2) : 120 mm. Sebelum melanjutkan perhitungan dimensi sisi keluar impeller, adapun hasil trial and error yang telah dilakukan dapat dilihat pada tabel.

Tabel 4. 1 Tabel trial and error sudut keluar (β_2) dan diameter keluar (D_2)

Trial and error	Variabel		Hasil	
	$\frac{W_1}{W_2}$	C_{u2}	β_2	D_2 Hitungan Ke-2
1	1,1	0,8	23,16	125
2	1,14	0,6	24,05	126
3	1,28	0,4	27,24	123
4	1,48	0,2	31,95	124
5	1,68	0,21	36,92	124
6	1,78	0,22	39,53	120
7	1,8	0,228	40	120

1. Head manometer (H_m)

$$\begin{aligned}
 H_m &= \frac{H}{\eta_h} \rightarrow H_m = \frac{C_{u2} \cdot U_2}{g} \rightarrow C_{u2} \cdot \frac{U_2^2}{g} \\
 &= \frac{17}{0,83} \\
 &= 20,48 \text{ m}
 \end{aligned}$$

Perhitungan trial and error pertama

Untuk menyesuaikan diameter sisi keluar impeller, maka dilakukan trial and error pada notasi harga $C_{u2} = (0,5 - 0,8)$ dipilih 0,228. Dimana C_{u2} merupakan notasi asumsi dari turunan persamaan H_m .

2. Kecepatan tangensial (U_2)

$$\begin{aligned}
 U_2 &= \sqrt{\frac{g \cdot H_m}{C_{u2}}} \\
 &= \sqrt{\frac{9,81 \cdot 20,48}{0,228}} \\
 &= 29,684 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

3. Diameter impeller (D_2)

$$\begin{aligned} D_2 &= \frac{60 \cdot U_2}{\pi \cdot n} \\ &= \frac{60 \cdot 29,684}{\pi \cdot 2950} \\ &= 0,192 \text{ m (192 mm)} \end{aligned}$$

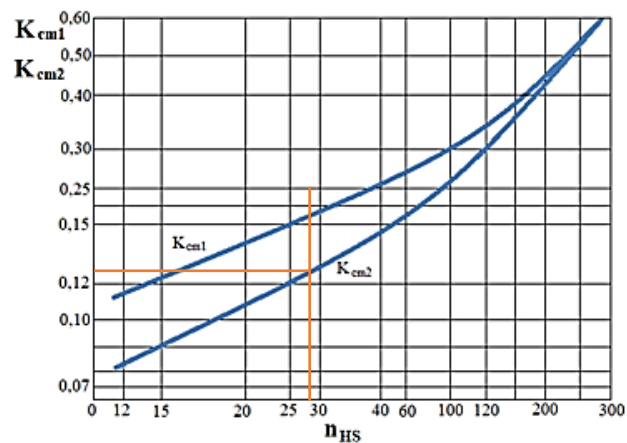
4. Sudut impeller (β_2)

$$\begin{aligned} \sin \beta_2 &= \frac{C_{m2}}{C_{m1}} \cdot \frac{W_1}{W_2} \cdot \sin \beta_1 \\ \sin^{-1} \beta_1 &= \frac{2,56}{2,75} \cdot 1,8 \cdot \sin 22,59^\circ \\ &= 40^\circ \end{aligned}$$

Notasi ($\frac{W_1}{W_2}$) merupakan perbandingan harga kecepatan relatif impeller sisi masuk dan keluar. Dimana perbandingan ini bertujuan untuk mendapatkan sudut impeller (β_2) sebesar 40° .

$$\begin{aligned} C_{m2} &= K_{cm2} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_m} \\ &= 0,128 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 20,48} \\ &= 2,56 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Sedangkan notasi harga K_{cm2} didapatkan dari grafik berikut :



Gambar 4. 3 Grafik Kcm2 (Series, 2020)

5. Jumlah sudu impeller (Z)

$$\begin{aligned} Z &= 6,5 \cdot \left(\frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \right) \cdot \sin \left(\frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \right) \\ &= 6,5 \cdot \left(\frac{192 + 42,8}{192 - 42,8} \right) \cdot \sin \left(\frac{22,59^\circ + 40^\circ}{2} \right) \\ &= 5,31 \text{ (5 sudu)} \end{aligned}$$

6. Head teoritis (H_{th})

Sebelum menghitung head teoritis, perlu dilakukan perhitungan faktor slip untuk memprediksi kemungkinan adanya kerugian aliran terhadap lebar laluan sudu-sudu impeler.

Faktor slip proscura

$$\begin{aligned} \Psi &= 1,6 \cdot \left(\sin \beta_2 + \left(\frac{r_1}{r_2} \right) \cdot \sin \beta_1 \right) \\ &= 1,6 \cdot \left(\sin 40^\circ + \left(\frac{21,4}{96} \right) \cdot \sin 22,59^\circ \right) \\ &= 1,059 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} P &= \frac{2 \cdot \Psi}{Z} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2} \\ &= \frac{2 \cdot 1,059}{5} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{21,4}{96} \right)^2} \\ &= 0,4457 \end{aligned}$$

Setelah faktor slip sudah dihitung, maka head teoritis dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$\begin{aligned} H_{th} &= (1 + P) \cdot H_m \\ &= (1 + 0,4457) \cdot 20,48 \\ &= 29,607 \text{ m} \end{aligned}$$

Perhitungan trial and error kedua

Pada perhitungan kedua ini, akan dilakukan kembali perhitungan dimensi diameter impeller sisi keluar (D_2) dan kecepatan tangensial impeller sisi keluar (U_1)

untuk mendapatkan diameter impeller sisi keluar (D_2) yang sama dengan impeller standar pompa sentrifugal yaitu 120 mm.

7. Kecepatan tangensial (U_2)

$$\begin{aligned} U_2 &= \frac{C_{m2}}{2 \cdot \tan \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{C_{m2}}{2 \cdot \tan \beta_2}\right)^2 + (g \cdot H_{th})} \\ &= \frac{2,56}{2 \cdot \tan 40} + \sqrt{\left(\frac{2,56}{2 \cdot \tan 40}\right)^2 + (9,81 \cdot 29,607)} \\ &= 18,636 \text{ m/s} \end{aligned}$$

8. Diameter impeller (D_2)

$$\begin{aligned} D_2 &= \frac{60 \cdot U_2}{\pi \cdot n} \\ &= \frac{60 \cdot 18,636}{\pi \cdot 2950} \\ &= 0,1207 \text{ m (120 mm)} \end{aligned}$$

Notasi harga diameter impeller sisi keluar memenuhi, dimana dimensi hasil perhitungan sama dengan dimensi diameter impeller sisi keluar impeller standar pompa sentrifugal.

9. Lebar sudu (B_2)

$$\begin{aligned} B_2 &= \frac{Q_{th}}{\pi \cdot D_2 \cdot C_{m3} \cdot \varphi} \\ &= \frac{0,00582}{\pi \cdot 0,1207 \cdot 2,56 \cdot 0,5} \\ &= 0,0119 \text{ m (11,9 mm)} \end{aligned}$$

Dikarenakan bentuk rumah volute yang rata dan masih ada celah antara sudu dan rumah volute sekitar 4 mm. Maka lebar sudu di modifikasi sebesar 14 mm dengan clearance 2 mm terhadap rumah volute

10. Kecepatan relatif (W_2)

$$W_2 = \frac{C_{m2}}{\sin \beta_2}$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{2,56}{\sin 40^\circ} \\
 &= 3,982 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

11. Kecepatan tangensial (C_{u2})

$$\begin{aligned}
 C_{u2} &= U_2 - \frac{C_{m2}}{\tan \beta_2} \\
 &= 18,636 - \frac{2,56}{\tan 40} \\
 &= 15,585 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

12. Sudut absolut (α_2)

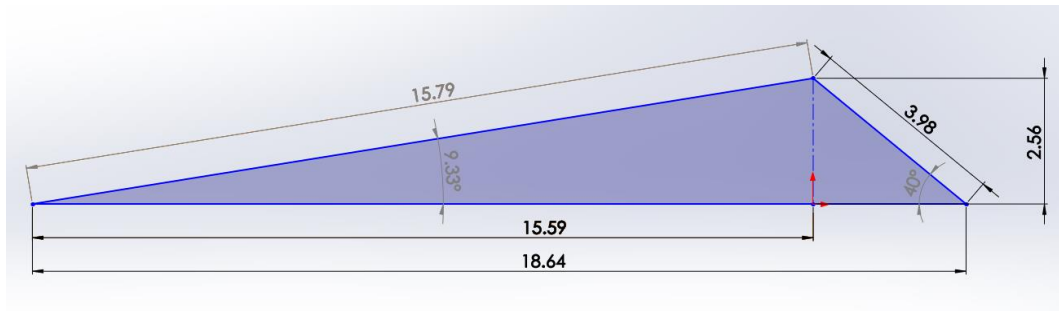
$$\begin{aligned}
 \tan \alpha_2 &= \frac{C_{m2}}{C_{u2}} \\
 &= \tan^{-1} \frac{2,56}{15,585} \\
 &= 9,33^\circ
 \end{aligned}$$

13. Kecepatan absolut (C_2)

$$\begin{aligned}
 C_2 &= \frac{C_{m2}}{\sin \alpha_2} \\
 &= \frac{2,56}{\sin 9,33^\circ} \\
 &= 15,790 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

14. Segitiga kecepatan

Sama seperti segitiga kecepatan pada sisi masuk impeller, pada sisi keluar impeller adalah gambaran vector arah aliran dan besaran nilai aliran teoritis, dimana kedua faktor tersebut harus sinkron sehingga membentuk segitiga yang memiliki sisi yang sesuai.



Gambar 4. 4 segitiga kecepatan sisi keluar impeller

Keterangan :

Kecepatan meridional (C_{m2})	: 2,56 m/s
Sudut keluar (β_2)	: 40°
Kecepatan relatif (W_2)	: 3,982 m/s
Kecepatan tangensial (U_2)	: 18,636 m/s
Kecepatan absolut (C_2)	: 15,790 m/s
Kecepatan tangensial (C_{u2})	: 15,585 m/s
Sudut absolut (α_2)	: $9,33^\circ$

4.1.6 Pelukisan sudu impeller

Pada pelukisan sudu impeller hasil perancangan modifikasi menggunakan metode tangen arcs.

Parameter pelukisan sudu impeller :

$$\text{Jari-jari impeller masuk, } R_1 = \frac{42,8}{2} = 21,4 \text{ mm}$$

$$\text{Jari-jari impeller keluar, } R_2 = \frac{120}{2} = 60 \text{ mm}$$

$$\text{Sudut impeller masuk, } \beta_1 = 22,59^\circ$$

$$\text{Sudut impeller keluar, } \beta_2 = 40^\circ$$

$$\text{Lingkaran konsentris } (i) = 4$$

$$\text{Jari-jari rata-rata lingkaran konsentris, } \Delta R = \frac{R_2 - R_1}{i} = \frac{60 - 21,4}{4} = 9,65 \text{ mm}$$

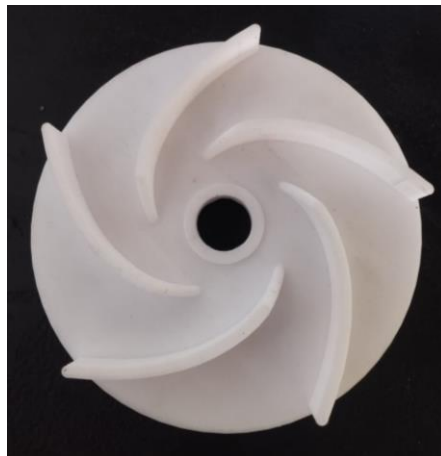
$$\text{Perubahan rata-rata sudut lengkung sudu, } \Delta\beta = \frac{\beta_2 - \beta_1}{i} = \frac{40^\circ - 22,59^\circ}{4} = 4,352^\circ$$

Tabel 4. 2 Parameter pelukisan sudu

Ring	R	R ²	β	Cos β	R. cos β	$Rb. \cos \beta b$ $- Ra. \cos \beta a$	Rb^2 $- Ra^2$	ρ
1	21,4	457,96	22,59	0,9232	19,758			
a	31,05	964,10	26,94	0,8914	27,679	7,9218	506,14	31,946
b	40,7	1656,4	31,29	0,8545	34,778	7,0987	692,38	48,768
c	50,35	2535,1	35,64	0,8126	40,916	6,1374	878,63	71,580
2	60	3600	40	0,7660	45,963	5,0479	1064,87	105,47

4.2 Hasil manufaktur impeller

Adapun hasil manufaktur yang telah dilakukan untuk menghasilkan produk impeller hasil perancangan modifikasi yang telah melewati proses perancangan, proses desain, dan proses 3D printing. Dapat dilihat dari gambar dibawah ini :



Gambar 4. 5 Produk impeller hasil perancangan modifikasi

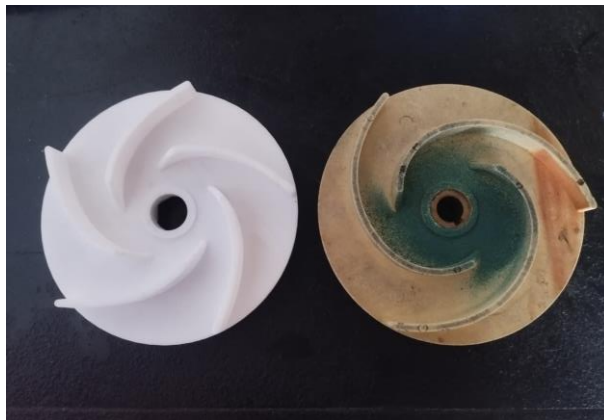
Struktur geometri impeller hasil perancangan modifikasi di adaptasi dari geometri impeller standar, hanya saja untuk bagian geometri sudu impeller dilakukan perancangan menyeluruh sampai akhirnya mendapatkan produk impeller seperti pada gambar 4.5. namun pada tebal sudu (σ) seperti pada gambar (2.11) mengikuti ketebalan sudu impeller standar yaitu 3 mm.

4.3 Perbandingan geometri sudu impeller

Adapun perbandingan geometri sudu impeller hasil perancangan modifikasi dengan impeller standar dapat dijabarkan sebagai berikut :

Tabel 4. 3 Perbandingan geometri sudu impeller

Bagian	Impeller standar	Impeller hasil perancangan modifikasi	Satuan
Diameter masuk	42,1	42,8	mm
Diameter keluar	120	120	mm
Sudut masuk	12	22,59	°
Sudut keluar	21	40	°
Jumlah sudu	3	5	-
Tebal sudu	12	14	mm



Gambar 4. 6 Perbandingan geometri sudu impeller

4.4 Data hasil pengujian

Adapun data hasil pengujian yang sudah didapat ketika melakukan uji eksperimen guna mengetahui kinerja yang dihasilkan pompa sentrifugal dengan menggunakan dua impeller uji, yaitu impeller standar dan impeller hasil perancangan modifikasi. Pada data hasil pengujian yang telah dilakukan terdapat beberapa cakupan yaitu :

1. Tekanan suction (P_s)
2. Tekanan discharge (P_d)
3. Kapasitas pompa (Q)
4. Daya listrik (N_L)

Dari data hasil pengujian yang telah didapat, maka nantinya akan di analisis lanjut guna mendapatkan hasil kinerja pompa sentrifugal dari setiap impeller uji,

seperti kapasitas pompa/debit (Q), head total (H_t), daya hidrolis (N_o) dan efisiensi (η).

Tabel 4. 4 Data hasil pengujian impeller standar

Q (L/min)	P _s (cmHg)	P _d (psi)	Daya listrik (Watt)
200	-32	5,43	828,6
160	-20,17	9	776,3
120	-12,5	12,74	731,3
80	-8,8	15,2	693,6
40	-6,2	17	655,9

Tabel 4. 5 Data hasil pengujian impeller perancangan modifikasi

Q (L/min)	P _s (cmHg)	P _d (psi)	Daya listrik (Watt)
200	-32,8	17,3	1414
160	-22	21	1484
120	-13	22,8	1638
80	-10	23,4	1693
40	-7	25	1774

4.5 Perhitungan data hasil pengujian

Adapun perhitungan data hasil pengujian sebagai lanjutan dari data hasil pengujian yang sudah didapatkan dapat dihitung dengan cara sebagai berikut :

4.5.1 Perhitungan kapasitas pompa (Q)

Pada perhitungan kapasitas pompa atau debit (Q) hanya mengkonversi satuan dari L/min menjadi m³/s. Karena kapasitas pompa atau debit (Q) adalah variabel kontrol maka untuk hasil perhitungan pada impeller standar dan impeller hasil perancangan modifikasi memiliki nilai yang sama yaitu : 200, 160, 120, 80 dan 40 L/min. Adapun perhitungan kapasitas pompa atau debit (Q) yaitu :

$$1 \text{ Liter} = 0,001 \text{ m}^3$$

$$1 \text{ min} = 60 \text{ det}$$

$$\text{Rumus konversi debit}(Q) = m^3/s = \frac{L/min}{1000 \cdot 60}$$

1. Debit 40 L/min

$$Q = \frac{40 L/min}{1000 \cdot 60} = 0,000666 m^3/s$$

2. Debit 80 L/min

$$Q = \frac{80 L/min}{1000 \cdot 60} = 0,001333 m^3/s$$

3. Debit 120 L/min

$$Q = \frac{120 L/min}{1000 \cdot 60} = 0,002 m^3/s$$

4. Debit 160 L/min

$$Q = \frac{160 L/min}{1000 \cdot 60} = 0,002666 m^3/s$$

5. Debit 200 L/min

$$Q = \frac{200 L/min}{1000 \cdot 60} = 0,003333 m^3/s$$

Adapun untuk mempermudah melihat hasil perhitungan debit (Q) dapat dilihat dari tabel berikut :

Tabel 4. 6 Hasil perhitungan debit (Q)

Debit kontrol	Debit konversi
L/min	m ³ /s
40	0,000666
80	0,001333
120	0,002
160	0,002666
200	0,003333

4.5.2 Perhitungan head total (H_t)

Pada perhitungan head total (H_t) memiliki beberapa komponen yaitu : head statis (H_s), head tekanan (ΔH_p) dan head kecepatan (H_v). Dimana dari data hasil pengujian komponen untuk menghitung head total (H_t) sudah diketahui sehingga dapat langsung dihitung sesuai dengan debit kontrol yang sudah ditentukan.

Konversi satuan tekanan data hasil penelitian.

$$1 \text{ cmHg} = 1333,22 \text{ Pa}$$

$$1 \text{ psi} = 6894,76 \text{ Pa}$$

1. Head total (H_t) impeller standar

Adapun head total (H_t) yang dihasilkan oleh impeller standar adalah sebagai berikut :

1. Head total (H_t) 40 L/min

A. Head statis (H_s)

$$\begin{aligned} H_s &= h_d - h_s \\ &= 1,36 \text{ m} - 0,36 \text{ m} \\ &= 1 \text{ m} \end{aligned}$$

B. Head tekanan (ΔH_p)

$$\begin{aligned} P_s &= \text{cmHg} \cdot 1333,22 \\ &= -6,2 \cdot 1333,22 \\ &= -8265,964 \text{ Pa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} P_d &= \text{psi} \cdot 6894,79 \\ &= 17 \cdot 6894,79 \\ &= 117211,43 \text{ Pa} \end{aligned}$$

Sehingga,

$$\begin{aligned} \Delta H_p &= \frac{(P_d - P_s)}{\rho \cdot g} \\ &= \frac{(117211,43 - (-8265,964))}{997 \cdot 9,81} \\ &= 12,829 \text{ m} \end{aligned}$$

C. Head kecepatan (H_v)

Untuk head kecepatan (H_v), karena ukuran pipa *suction* dan pipa

discharge sama, maka tidak ada selisih kecepatan maka nilai head kecepatan adalah nol (0).

Maka, Head total (H_t)

$$\begin{aligned} H_t &= H_s + \Delta H_p + H_v \\ &= 1 \text{ m} + 12,829 \text{ m} + 0 \\ &= 13,829 \text{ m} \end{aligned}$$

2. Head total (H_t) 80 L/min

A. Head statis (H_s)

$$\begin{aligned} H_s &= h_d - h_s \\ &= 1,36 \text{ m} - 0,36 \text{ m} \\ &= 1 \text{ m} \end{aligned}$$

B. Head tekanan (ΔH_p)

$$\begin{aligned} P_s &= \text{cmHg} \cdot 1333,22 \\ &= -8,8 \cdot 1333,22 \\ &= -11732,336 \text{ Pa} \\ P_d &= \text{psi} \cdot 6894,79 \\ &= 15,2 \cdot 6894,79 \\ &= 103421,85 \text{ Pa} \end{aligned}$$

Sehingga,

$$\begin{aligned} \Delta H_p &= \frac{(P_d - P_s)}{\rho \cdot g} \\ &= \frac{(103421,85 - (-11732,336))}{997 \cdot 9,81} \\ &= 11,773 \text{ m} \end{aligned}$$

C. Head kecepatan (H_v)

Untuk head kecepatan (H_v), karena ukuran pipa *suction* dan pipa *discharge* sama, maka tidak ada selisih kecepatan maka nilai head kecepatan adalah nol (0).

Maka, Head total (H_t)

$$\begin{aligned} H_t &= H_s + \Delta H_p + H_v \\ &= 1 \text{ m} + 11,773 \text{ m} + 0 \end{aligned}$$

$$= 12,773 \text{ m}$$

3. Head total (H_t) 120 L/min

A. Head statis (H_s)

$$\begin{aligned} H_s &= h_d - h_s \\ &= 1,36 \text{ m} - 0,36 \text{ m} \\ &= 1 \text{ m} \end{aligned}$$

B. Head tekanan (ΔH_p)

$$\begin{aligned} P_s &= \text{cmHg} \cdot 1333,22 \\ &= -12,5 \cdot 1333,22 \\ &= -16665,25 \text{ Pa} \\ P_d &= \text{psi} \cdot 6894,79 \\ &= 12,74 \cdot 6894,79 \\ &= 87839,62 \text{ Pa} \end{aligned}$$

Sehingga,

$$\begin{aligned} \Delta H_p &= \frac{(P_d - P_s)}{\rho \cdot g} \\ &= \frac{(87839,62 - (-16665,25))}{997 \cdot 9,81} \\ &= 10,684 \text{ m} \end{aligned}$$

C. Head kecepatan (H_v)

Untuk head kecepatan (H_v), karena ukuran pipa *suction* dan pipa *discharge* sama, maka tidak ada selisih kecepatan maka nilai head kecepatan adalah nol (0).

Maka, Head total (H_t)

$$\begin{aligned} H_t &= H_s + \Delta H_p + H_v \\ &= 1 \text{ m} + 10,684 \text{ m} + 0 \\ &= 11,684 \text{ m} \end{aligned}$$

4. Head total (H_t) 160 L/min

A. Head statis (H_s)

$$H_s = h_d - h_s$$

$$= 1,36 \text{ m} - 0,36 \text{ m}$$

$$= 1 \text{ m}$$

B. Head tekanan (ΔH_p)

$$P_s = \text{cmHg} \cdot 1333,22$$

$$= -20,17 \cdot 1333,22$$

$$= -26891,04 \text{ Pa}$$

$$P_d = \text{psi} \cdot 6894,79$$

$$= 9 \cdot 6894,79$$

$$= 62053,11 \text{ Pa}$$

Sehingga,

$$\Delta H_p = \frac{(P_d - P_s)}{\rho \cdot g}$$

$$= \frac{(62053,11 - (-26891,04))}{997 \cdot 9,81}$$

$$= 9,093 \text{ m}$$

C. Head kecepatan (H_v)

Untuk head kecepatan (H_v), karena ukuran pipa *suction* dan pipa *discharge* sama, maka tidak ada selisih kecepatan maka nilai head kecepatan adalah nol (0).

Maka, Head total (H_t)

$$H_t = H_s + \Delta H_p + H_v$$

$$= 1 \text{ m} + 9,093 \text{ m} + 0$$

$$= 10,093 \text{ m}$$

5. Head total (H_t) 200 L/min

A. Head statis (H_s)

$$H_s = h_d - h_s$$

$$= 1,36 \text{ m} - 0,36 \text{ m}$$

$$= 1 \text{ m}$$

B. Head tekanan (ΔH_p)

$$P_s = \text{cmHg} \cdot 1333,22$$

$$= -32 \cdot 1333,22$$

$$= -42663,04 \text{ Pa}$$

$$P_d = \text{psi} \cdot 6894,79$$

$$= 5,43 \cdot 6894,79$$

$$= 37438,70 \text{ Pa}$$

Sehingga,

$$\begin{aligned} \Delta H_p &= \frac{(P_d - P_s)}{\rho \cdot g} \\ &= \frac{(37438,70 - (-42663,04))}{997 \cdot 9,81} \\ &= 8,189 \text{ m} \end{aligned}$$

C. Head kecepatan (H_v)

Untuk head kecepatan (H_v), karena ukuran pipa *suction* dan pipa *discharge* sama, maka tidak ada selisih kecepatan maka nilai head kecepatan adalah nol (0).

Maka, Head total (H_t)

$$\begin{aligned} H_t &= H_s + \Delta H_p + H_v \\ &= 1 \text{ m} + 8,189 \text{ m} + 0 \\ &= 9,189 \text{ m} \end{aligned}$$

2. Head total (H_t) impeller perancangan modifikasi

Adapun head total (H_t) yang dihasilkan oleh impeller perancangan modifikasi adalah sebagai berikut :

1. Head total (H_t) 40 L/min

A. Head statis (H_s)

$$\begin{aligned} H_s &= h_d - h_s \\ &= 1,36 \text{ m} - 0,36 \text{ m} \\ &= 1 \text{ m} \end{aligned}$$

B. Head tekanan (ΔH_p)

$$\begin{aligned} P_s &= \text{cmHg} \cdot 1333,22 \\ &= -7 \cdot 1333,22 \\ &= -9332,54 \text{ Pa} \\ P_d &= \text{psi} \cdot 6894,79 \end{aligned}$$

$$= 25 \cdot 6894,79$$

$$= 172369,75 \text{ Pa}$$

Sehingga,

$$\Delta H_p = \frac{(P_d - P_s)}{\rho \cdot g}$$

$$= \frac{(172369,75 - (-9332,54))}{997 \cdot 9,81}$$

$$= 18,577 \text{ m}$$

C. Head kecepatan (H_v)

Untuk head kecepatan (H_v), karena ukuran pipa *suction* dan pipa *discharge* sama, maka tidak ada selisih kecepatan maka nilai head kecepatan adalah nol (0).

Maka, Head total (H_t)

$$H_t = H_s + \Delta H_p + H_v$$

$$= 1 \text{ m} + 18,577 \text{ m} + 0$$

$$= 19,577 \text{ m}$$

2. Head total (H_t) 80 L/min

A. Head statis (H_s)

$$H_s = h_d - h_s$$

$$= 1,36 \text{ m} - 0,36 \text{ m}$$

$$= 1 \text{ m}$$

B. Head tekanan (ΔH_p)

$$P_s = \text{cmHg} \cdot 1333,22$$

$$= -10 \cdot 1333,22$$

$$= -13332,2 \text{ Pa}$$

$$P_d = \text{psi} \cdot 6894,79$$

$$= 23,4 \cdot 6894,79$$

$$= 161338,08 \text{ Pa}$$

Sehingga,

$$\Delta H_p = \frac{(P_d - P_s)}{\rho \cdot g}$$

$$= \frac{(161338,08 - (-13332,2))}{997 \cdot 9,81}$$

$$= 17,858 \text{ m}$$

C. Head kecepatan (H_v)

Untuk head kecepatan (H_v), karena ukuran pipa *suction* dan pipa *discharge* sama, maka tidak ada selisih kecepatan maka nilai head kecepatan adalah nol (0).

Maka, Head total (H_t)

$$H_t = H_s + \Delta H_p + H_v$$

$$= 1 \text{ m} + 17,858 \text{ m} + 0$$

$$= 18,858 \text{ m}$$

3. Head total (H_t) 120 L/min

A. Head statis (H_s)

$$H_s = h_d - h_s$$

$$= 1,36 \text{ m} - 0,36 \text{ m}$$

$$= 1 \text{ m}$$

B. Head tekanan (ΔH_p)

$$P_s = \text{cmHg} \cdot 1333,22$$

$$= -13 \cdot 1333,22$$

$$= -17331,86 \text{ Pa}$$

$$P_d = \text{psi} \cdot 6894,79$$

$$= 22,8 \cdot 6894,79$$

$$= 157201,21 \text{ Pa}$$

Sehingga,

$$\Delta H_p = \frac{(P_d - P_s)}{\rho \cdot g}$$

$$= \frac{(157201,21 - (-17331,86))}{997 \cdot 9,81}$$

$$= 17,844 \text{ m}$$

C. Head kecepatan (H_v)

Untuk head kecepatan (H_v), karena ukuran pipa *suction* dan pipa

discharge sama, maka tidak ada selisih kecepatan maka nilai head kecepatan adalah nol (0).

Maka, Head total (H_t)

$$\begin{aligned} H_t &= H_s + \Delta H_p + H_v \\ &= 1 \text{ m} + 17,844 \text{ m} + 0 \\ &= 18,844 \text{ m} \end{aligned}$$

4. Head total (H_t) 160 L/min

A. Head statis (H_s)

$$\begin{aligned} H_s &= h_d - h_s \\ &= 1,36 \text{ m} - 0,36 \text{ m} \\ &= 1 \text{ m} \end{aligned}$$

B. Head tekanan (ΔH_p)

$$\begin{aligned} P_s &= \text{cmHg} \cdot 1333,22 \\ &= -22 \cdot 1333,22 \\ &= -29330,54 \text{ Pa} \\ P_d &= \text{psi} \cdot 6894,79 \\ &= 21 \cdot 6894,79 \\ &= 144790,59 \text{ Pa} \end{aligned}$$

Sehingga,

$$\begin{aligned} \Delta H_p &= \frac{(P_d - P_s)}{\rho \cdot g} \\ &= \frac{(144790,59 - (-29330,54))}{997 \cdot 9,81} \\ &= 17,802 \text{ m} \end{aligned}$$

C. Head kecepatan (H_v)

Untuk head kecepatan (H_v), karena ukuran pipa *suction* dan pipa *discharge* sama, maka tidak ada selisih kecepatan maka nilai head kecepatan adalah nol (0).

Maka, Head total (H_t)

$$\begin{aligned} H_t &= H_s + \Delta H_p + H_v \\ &= 1 \text{ m} + 17,802 \text{ m} + 0 \end{aligned}$$

$$= 18,802 \text{ m}$$

5. Head total (H_t) 200 L/min

A. Head statis (H_s)

$$\begin{aligned} H_s &= h_d - h_s \\ &= 1,36 \text{ m} - 0,36 \text{ m} \\ &= 1 \text{ m} \end{aligned}$$

B. Head tekanan (ΔH_p)

$$\begin{aligned} P_s &= \text{cmHg} \cdot 1333,22 \\ &= -32,8 \cdot 1333,22 \\ &= -43729,61 \text{ Pa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} P_d &= \text{psi} \cdot 6894,79 \\ &= 17,3 \cdot 6894,79 \\ &= 119279,86 \text{ Pa} \end{aligned}$$

Sehingga,

$$\begin{aligned} \Delta H_p &= \frac{(P_d - P_s)}{\rho \cdot g} \\ &= \frac{(119279,86 - (-43729,61))}{997 \cdot 9,81} \\ &= 16,666 \text{ m} \end{aligned}$$

C. Head kecepatan (H_v)

Untuk head kecepatan (H_v), karena ukuran pipa *suction* dan pipa *discharge* sama, maka tidak ada selisih kecepatan maka nilai head kecepatan adalah nol (0).

Maka, Head total (H_t)

$$\begin{aligned} H_t &= H_s + \Delta H_p + H_v \\ &= 1 \text{ m} + 16,666 \text{ m} + 0 \\ &= 17,666 \text{ m} \end{aligned}$$

Adapun untuk mempermudah melihat hasil perhitungan Head total (H_t) yang dihasilkan impeller standar dan impeller perancangan modifikasi dapat dilihat pada tabel berikut :

Tabel 4. 7 Hasil perhitungan head total pompa (H_t)

Debit kontrol	Impeller standar	Impeller perancangan modifikasi
(L/min)	(m)	(m)
40	13,829	19,577
80	12,773	18,858
120	11,684	18,844
160	10,093	18,802
200	9,189	17,666

4.5.3 Perhitungan daya hidrolis (N_o)

Adapun pada perhitungan daya hidrolis (N_o), untuk menghitung daya hidrolis (N_o) membutuhkan nilai hasil perhitungan debit (Q) dan head total (H_t). Sehingga daya hidrolis (N_o) dapat dihitung sesuai dengan hasil perhitungan data impeller standar dan impeller perancangan modifikasi sesuai dengan debit kontrol yang sudah ditentukan.

1. Daya hidrolis (N_o) impeller standar

Adapun Daya hidrolis (N_o) yang dihasilkan impeller standar adalah sebagai berikut :

1. Daya hidrolis (N_o) 40 L/min

$$\begin{aligned}
 N_o &= \rho \cdot g \cdot H_t \cdot Q \\
 &= 997 \cdot 9,81 \cdot 13,829 \cdot 0,000666 \\
 &= 90,08 \text{ Watt}
 \end{aligned}$$

2. Daya hidrolis (N_o) 80 L/min

$$\begin{aligned}
 N_o &= \rho \cdot g \cdot H_t \cdot Q \\
 &= 997 \cdot 9,81 \cdot 12,773 \cdot 0,001333 \\
 &= 166,52 \text{ Watt}
 \end{aligned}$$

3. Daya hidrolis (N_o) 120 L/min

$$\begin{aligned}
 N_o &= \rho \cdot g \cdot H_t \cdot Q \\
 &= 997 \cdot 9,81 \cdot 11,684 \cdot 0,002
 \end{aligned}$$

$$= 228,55 \text{ Watt}$$

4. Daya hidrolis (N_o) 160 L/min

$$\begin{aligned} N_o &= \rho \cdot g \cdot H_t \cdot Q \\ &= 997 \cdot 9,81 \cdot 10,093 \cdot 0,002666 \\ &= 263,17 \text{ Watt} \end{aligned}$$

5. Daya hidrolis (N_o) 200 L/min

$$\begin{aligned} N_o &= \rho \cdot g \cdot H_t \cdot Q \\ &= 997 \cdot 9,81 \cdot 9,189 \cdot 0,003333 \\ &= 299,54 \text{ Watt} \end{aligned}$$

2. Daya hidrolis (N_o) impeller perancangan modifikasi

Adapun Daya hidrolis (N_o) yang dihasilkan impeller perancangan modifikasi adalah sebagai berikut :

1. Daya hidrolis (N_o) 40 L/min

$$\begin{aligned} N_o &= \rho \cdot g \cdot H_t \cdot Q \\ &= 997 \cdot 9,81 \cdot 19,577 \cdot 0,000666 \\ &= 127,52 \text{ Watt} \end{aligned}$$

2. Daya hidrolis (N_o) 80 L/min

$$\begin{aligned} N_o &= \rho \cdot g \cdot H_t \cdot Q \\ &= 997 \cdot 9,81 \cdot 18,858 \cdot 0,001333 \\ &= 245,86 \text{ Watt} \end{aligned}$$

3. Daya hidrolis (N_o) 120 L/min

$$\begin{aligned} N_o &= \rho \cdot g \cdot H_t \cdot Q \\ &= 997 \cdot 9,81 \cdot 18,844 \cdot 0,002 \\ &= 368,61 \text{ Watt} \end{aligned}$$

4. Daya hidrolis (N_o) 160 L/min

$$N_o = \rho \cdot g \cdot H_t \cdot Q$$

$$\begin{aligned}
&= 997 \cdot 9,81 \cdot 18,802 \cdot 0,002666 \\
&= 490,26 \text{ Watt}
\end{aligned}$$

5. Daya hidrolis (N_o) 200 L/min

$$\begin{aligned}
N_o &= \rho \cdot g \cdot H_t \cdot Q \\
&= 997 \cdot 9,81 \cdot 17,666 \cdot 0,003333 \\
&= 575,88 \text{ Watt}
\end{aligned}$$

Adapun untuk mempermudah melihat hasil perhitungan daya hidrolis (N_o) yang dihasilkan impeller standar dan impeller perancangan modifikasi dapat dilihat pada tabel berikut :

Tabel 4. 8 Hasil perhitungan daya hidrolis (N_o)

Debit kontrol (L/min)	Impeller standar (Watt)	Impeller perancangan modifikasi (Watt)
40	90,08	127,52
80	166,52	245,86
120	228,55	368,61
160	263,17	490,26
200	299,54	575,88

4.5.4 Perhitungan efisiensi pompa (η)

Adapun perhitungan efisiensi pompa (η) bertujuan untuk mengetahui seberapa besar efisiensi pompa sentrifugal dalam menghasilkan kinerja. Dimana untuk perhitungan efisiensi pompa (η) membutuhkan nilai daya hidrolis (N_o) dan daya listrik (N_L), sehingga dapat mengetahui efisiensi pompa (η) pada impeller standar dan impeller perancangan modifikasi sesuai dengan debit kontrol yang sudah ditentukan.

1. Efisiensi pompa (η) impeller standar

Adapun Efisiensi pompa (η) yang dihasilkan impeller standar adalah sebagai berikut :

1. Efisiensi pompa (η) 40 L/min

$$\eta = \frac{N_o}{N_L} \cdot 100$$

$$\begin{aligned}
&= \frac{90,08}{655,9} \cdot 100 \\
&= 13,73 \%
\end{aligned}$$

2. Effisiensi pompa (η) 80 L/min

$$\begin{aligned}
\eta &= \frac{N_o}{N_L} \cdot 100 \\
&= \frac{166,52}{693,6} \cdot 100 \\
&= 24 \%
\end{aligned}$$

3. Effisiensi pompa (η) 120 L/min

$$\begin{aligned}
\eta &= \frac{N_o}{N_L} \cdot 100 \\
&= \frac{228,55}{731,3} \cdot 100 \\
&= 31,25 \%
\end{aligned}$$

4. Effisiensi pompa (η) 160 L/min

$$\begin{aligned}
\eta &= \frac{N_o}{N_L} \cdot 100 \\
&= \frac{263,17}{776,3} \cdot 100 \\
&= 33,90 \%
\end{aligned}$$

5. Effisiensi pompa (η) 200 L/min

$$\begin{aligned}
\eta &= \frac{N_o}{N_L} \cdot 100 \\
&= \frac{299,54}{828,6} \cdot 100 \\
&= 36,15 \%
\end{aligned}$$

2. Effisiensi pompa (η) impeller perancangan modifikasi

Adapun Effisiensi pompa (η) yang dihasilkan impeller perancangan modifikasi adalah sebagai berikut :

1. Effisiensi pompa (η) 40 L/min

$$\begin{aligned}\eta &= \frac{N_o}{N_L} \cdot 100 \\ &= \frac{127,52}{1774} \cdot 100 \\ &= 7,18 \%\end{aligned}$$

2. Effisiensi pompa (η) 80 L/min

$$\begin{aligned}\eta &= \frac{N_o}{N_L} \cdot 100 \\ &= \frac{245,86}{1693} \cdot 100 \\ &= 14,52 \%\end{aligned}$$

3. Effisiensi pompa (η) 120 L/min

$$\begin{aligned}\eta &= \frac{N_o}{N_L} \cdot 100 \\ &= \frac{368,61}{1638} \cdot 100 \\ &= 22,50 \%\end{aligned}$$

4. Effisiensi pompa (η) 160 L/min

$$\begin{aligned}\eta &= \frac{N_o}{N_L} \cdot 100 \\ &= \frac{490,26}{1484} \cdot 100 \\ &= 33,03 \%\end{aligned}$$

5. Effisiensi pompa (η) 200 L/min

$$\eta = \frac{N_o}{N_L} \cdot 100$$

$$= \frac{575,88}{1414} \cdot 100$$

$$= 40,72 \%$$

Adapun untuk mempermudah melihat hasil perhitungan efisiensi pompa (η) yang dihasilkan impeller standar dan impeller perancangan modifikasi dapat dilihat pada tabel berikut :

Tabel 4. 9 Hasil perhitungan efisiensi pompa (η)

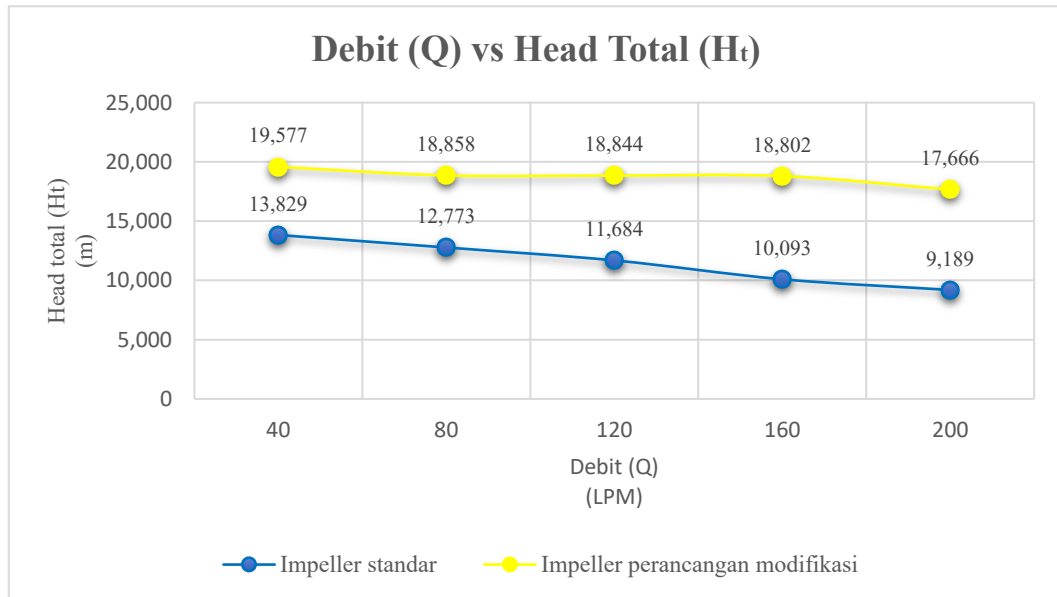
Debit kontrol	Impeller standar	Impeller perancangan modifikasi
(<i>L/min</i>)	(%)	(%)
40	13,73	7,18
80	24	14,52
120	31,25	22,50
160	33,90	33,03
200	36,15	40,72

4.6 Pembahasan hasil pengujian

Adapun pada pembahasan hasil pengujian akan dijabarkan beberapa hasil pengujian yang sudah didapatkan dari proses pengujian eksperimen dan perhitungan. Dimana proses ini ditujukan untuk mendapatkan variabel yang ingin dicapai. Sehingga mendapatkan perbandingan kinerja pompa sentrifugal menggunakan impeller standar dan impeller perancangan modifikasi.

4.6.1 Perbandingan debit (Q) dan head total (H_t)

Adapun pada perbandingan debit (Q) dan head total (H_t) yang telah dilakukan pengujian dan perhitungan dapat dijabarkan sebagai berikut :



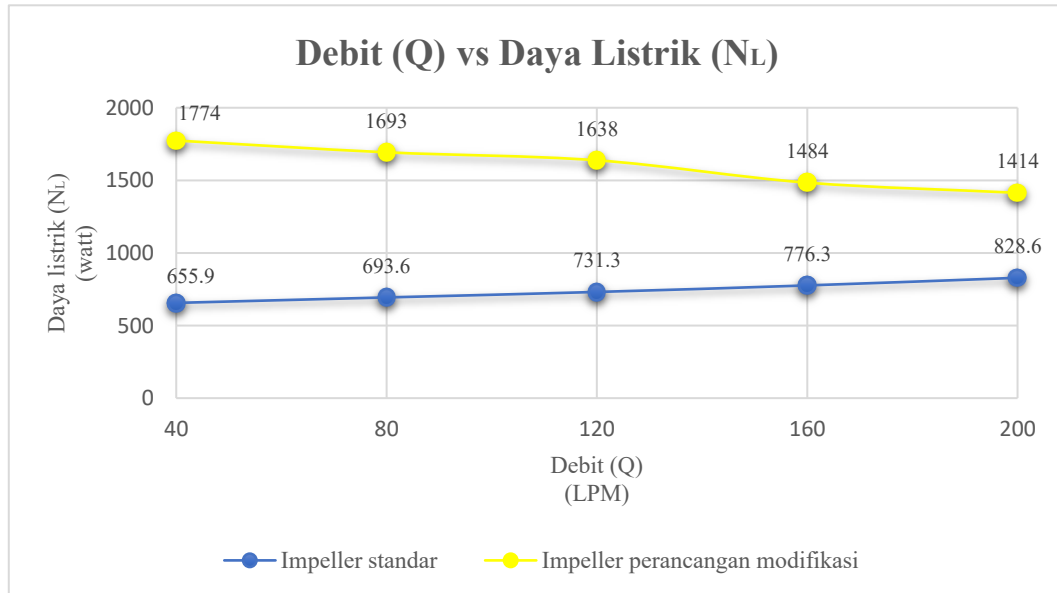
Gambar 4. 7 Grafik debit (Q) vs head total (H_t)

Berdasarkan gambar (4.7) yang menjelaskan kurva hubungan antara debit (Q) dan head total (H_t) menunjukkan karakteristik kinerja pompa sentrifugal yang signifikan antara impeller standar dan impeller perancangan modifikasi. Dimana pada impeller standar menunjukkan penurunan head total (H_t) seiring bertambahnya debit (Q), yaitu dari 13,829 m pada debit 40 L/min menjadi 9,189 m pada debit 200 L/min.

Sedangkan pada impeller perancangan modifikasi juga menunjukkan head total (H_t) yang cukup konstan seiring bertambahnya debit (Q), yaitu 19,577 m pada debit 40 L/min menjadi 17,666 m pada debit 200 L/min. Oleh karena itu, geometri impeller berupa sudut masuk (β_1), sudut keluar (β_2) dan jumlah sudu mempengaruhi head pompa (H_t) yang dihasilkan dengan rentang debit (Q) yang sama. Hasil penelitian ini sejalan dengan hasil penelitian (Nugroho et al., 2014) yang menjelaskan bahwa head pompa yang dihasilkan semakin meningkat seiring bertambahnya jumlah sudu.

4.6.2 Perbandingan debit (Q) dan daya listrik (N_L)

Adapun pada perbandingan debit (Q) dan daya listrik (N_L) yang telah dilakukan pengujian dan perhitungan dapat dijabarkan sebagai berikut :



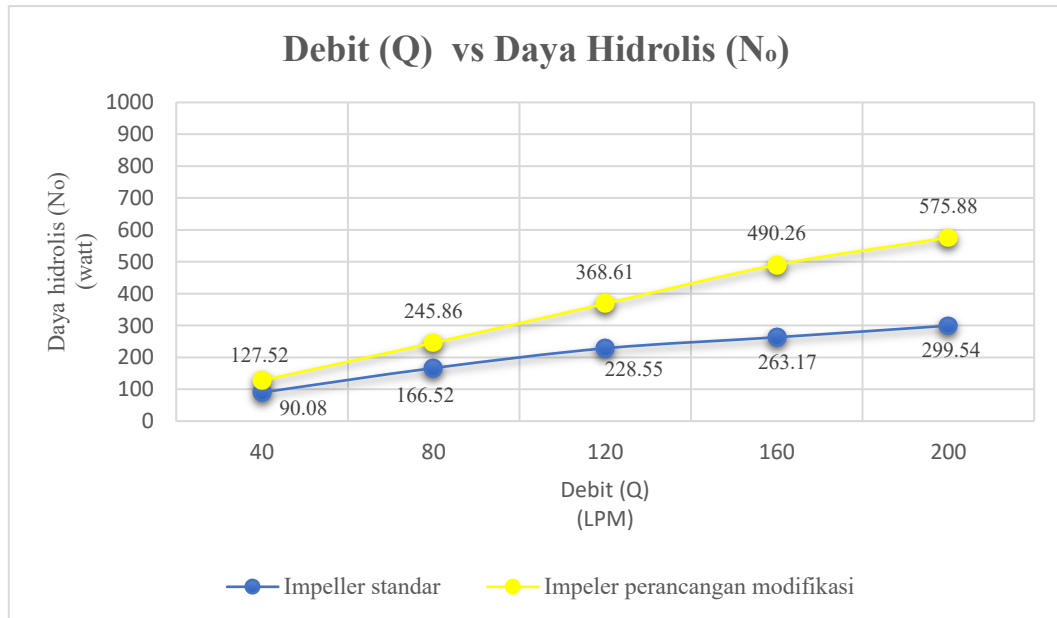
Gambar 4. 8 Grafik debit (Q) vs daya listrik (N_L)

Berdasarkan gambar (4.8) yang menjelaskan kurva hubungan antara debit (Q) dan daya listrik (N_L) menunjukkan perbedaan yang bertolak belakang antara impeller standar dan impeller perancangan modifikasi. Dimana pada impeller standar menunjukkan kenaikan daya listrik (N_L) seiring bertambahnya debit (Q), yaitu dari 655,9 Watt pada debit 40 L/min menjadi 828,6 Watt pada debit 200 L/min. kondisi ini sesuai dengan teori karakteristik pompa sentrifugal, dimana dengan bertambahnya debit (Q) akan mempengaruhi kenaikan daya yang dibutuhkan akibat bertambahnya energi yang harus dipindahkan oleh pompa sentrifugal.

Sedangkan pada impeller perancangan modifikasi menunjukkan hal yang berbeda. Dimana pada impeller perancangan modifikasi menunjukkan penurunan daya listrik (N_L) seiring bertambahnya debit (Q), yaitu dari 1774 Watt pada debit 40 L/min menjadi 1414 Watt pada debit 200 L/min. Fenomena ini diduga disebabkan oleh desain perancangan modifikasi yang dilakukan dapat mengurangi kerugian hidrolis akibat sudut impeller (β), lebar sudu impeller (B) dan jumlah sudu (Z) yang menghasilkan lebar saluran yang seimbang, sehingga kehilangan energi akibat sirkulasi *internal* dan turbulensi menjadi lebih kecil.

4.6.3 Perbandingan debit (Q) dan daya hidrolis (N_o)

Adapun pada perbandingan debit (Q) dan daya hidrolis (N_o) yang telah dilakukan pengujian dan perhitungan dapat dijabarkan sebagai berikut :



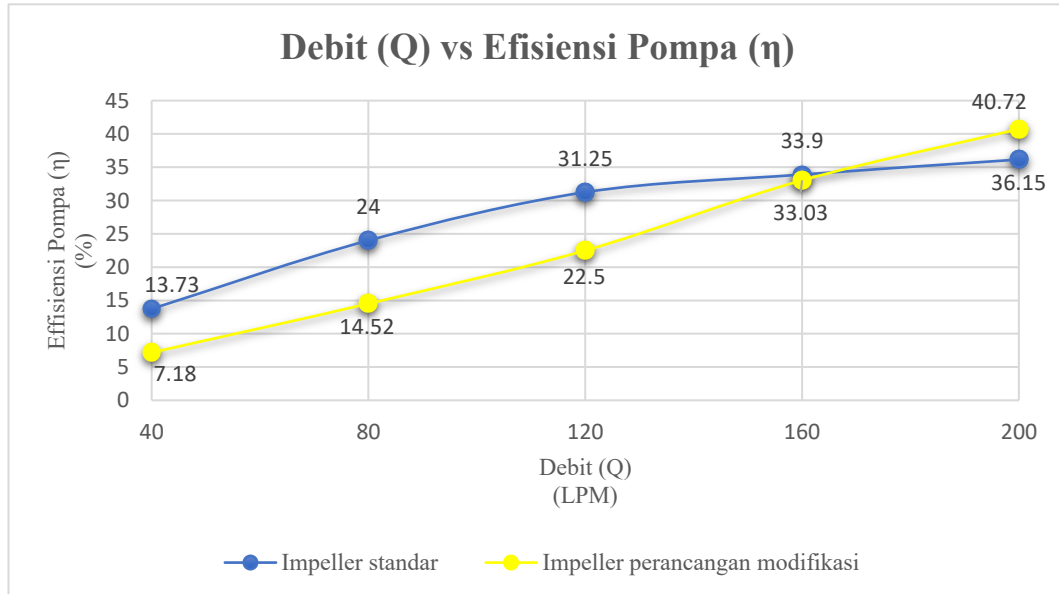
Gambar 4. 9 Grafik debit (Q) vs daya hidrolis (N_o)

Berdasarkan gambar (4.9) yang menjelaskan kurva hubungan antara debit (Q) dan daya hidrolis (N_o) menunjukkan kenaikan yang signifikan antara impeller standar dan impeller perancangan modifikasi. Dimana pada impeller standar menunjukkan kenaikan daya hidrolis (N_o) seiring bertambahnya debit (Q), yaitu dari 90,08 Watt pada debit 40 L/min menjadi 299,54 Watt pada debit 200 L/min.

Sedangkan pada impeller perancangan modifikasi juga menunjukkan kenaikan daya hidrolis (N_o) yang lebih signifikan seiring bertambahnya debit (Q), yaitu dari 127,52 Watt pada debit 40 L/min menjadi 575,88 Watt pada debit 200 L/min. Hal ini bisa terjadi akibat perbedaan yang signifikan pada head pompa (H_t) yang dihasilkan oleh impeller standar dan impeller perancangan modifikasi. Akan tetapi hasil kinerja yang dihasilkan dari impeller standar dan impeller perancangan modifikasi terhadap menghasilkan daya hidrolis (N_o) sudah sesuai dengan teori karakteristik pompa sentrifugal, dimana seiring bertambahnya debit (Q) yang dihasilkan maka daya hidrolis (N_o) yang dihasilkan juga akan meningkat.

4.6.4 Perbandingan debit (Q) dan efisiensi pompa (η)

Adapun pada perbandingan debit (Q) dan efisiensi pompa (η) yang telah dilakukan pengujian dan perhitungan dapat dijabarkan sebagai berikut :



Gambar 4. 10 Grafik debit (Q) vs efisiensi pompa (η)

Berdasarkan gambar (4.10) yang menjelaskan kurva hubungan antara debit (Q) dan efisiensi pompa (η) menunjukkan perbedaan pada debit 200 L/min, meskipun sama-sama menghasilkan peningkatan efisiensi pompa (η) antara impeller standar dan impeller perancangan modifikasi. Dimana pada impeller standar menunjukkan kenaikan efisiensi pompa (η) seiring bertambahnya debit (Q), yaitu dari 13,73 % pada debit 40 L/min menjadi 36,15 % pada debit 200 L/min.

Sedangkan pada impeller perancangan modifikasi juga menunjukkan kenaikan efisiensi pompa (η) seiring bertambahnya debit (Q), yaitu dari 7,18 % pada debit 40 L/min menjadi 40,72 % pada debit 200 L/min. Meskipun efisiensi pompa (η) yang dihasilkan impeller standar dan impeller perancangan modifikasi mengalami kenaikan yang signifikan, akan tetapi pada debit yang tertinggi yaitu 200 L/min dapat terlihat bahwa impeller perancangan modifikasi lebih unggul. Sehingga dapat dikatakan bahwa impeller perancangan modifikasi memiliki efisiensi yang baik pada debit yang tinggi.

BAB 5

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Adapun kesimpulan yang akan dipaparkan berdasarkan hasil pengujian menggunakan impeller perancangan modifikasi menggunakan 3D printing dengan filamen PLA+ berhasil dilakukan, karena impeller perancangan modifikasi mampu menahan tekanan sirkulasi didalam pompa dengan debit tertentu yaitu : 40, 80, 120, 160 dan 200 LPM.

Adapun hasil pengujian dan membandingkan kinerja pompa sentrifugal dengan impeller standar dan impeller perancangan modifikasi yang telah dilakukan yaitu :

1. Head total (H_t) yang dicapai impeller perancangan modifikasi lebih unggul yaitu 17,666 meter pada debit maksimum (200 L/min). Sedangkan impeller standar hanya mampu menghasilkan head total (H_t) 9,189 meter pada debit maksimum (200 L/min).
2. Daya listrik (N_L) yang dicapai impeller perancangan modifikasi perlahan-lahan turun hingga 1414 Watt pada debit maksimum (200 L/min) meskipun lebih banyak membutuhkan daya listrik (N_L). Sedangkan impeller standar perlahan-lahan naik hingga 828,6 Watt pada debit maksimum (200 L/min) meskipun konsumsi daya listrik (N_L) lebih rendah. sehingga diduga turunnya daya listrik (N_L) pada debit minimum (40 L/min) ke debit maksimum (200L/min) yang dihasilkan impeller perancangan modifikasi akibat distribusi energi yang baik sehingga mengurangi kerugian sirkulasi *internal* pompa.
3. Daya hidrolis (N_o) yang dicapai impeller perancangan modifikasi lebih unggul yaitu 575,88 Watt pada debit maksimum (200 L/min). Sedangkan impeller standar menghasilkan daya hidrolis (N_o) yaitu : 299,54 Watt pada debit maksimum (200 L/min).
4. Effisiensi pompa (η) yang dicapai impeller perancangan modifikasi hanya tinggi pada debit maksimum (200 L/min) yaitu : 40,72 %, akan tetapi pada debit medium ke minimum (160 ke 40 L/min) effisiensi

pompa (η) lebih rendah dibandingkan impeller standar. Sedangkan impeller standar menghasilkan efisiensi pompa (η) lebih tinggi pada debit medium ke minimum (160 ke 40 L/min), akan tetapi sedikit rendah dibanding efisiensi pompa (η) impeller perancangan modifikasi pada debit maksimum (200 L/min) yaitu : 36,15 %

5.2 Saran

Berdasarkan hasil penelitian dan analisis kinerja pompa sentrifugal dengan impeller standar dan impeller perancangan modifikasi yang telah dilakukan, penulis menyarankan agar penelitian selanjutnya melakukan pengujian dengan variasi desain impeller yang lebih beragam, seperti jumlah sudu (Z), sudut masuk (β_1), sudut keluar (β_2), maupun diameter impeller sisi masuk (D_1), sehingga dapat diperoleh bentuk geometri yang paling optimal. Selain itu, untuk pengujian sebaiknya dilakukan dengan rentang debit (Q) yang lebih luas serta pada variasi putaran motor agar karakteristik kinerja pompa dapat dipetakan lebih menyeluruh.

Melakukan analisis kerugian energi (losses) yang terjadi pada sirkulasi *internal* pompa baik dengan perhitungan maupun simulasi numerik juga perlu dilakukan untuk menjelaskan fenomena hasil daya listrik (N_L) terhadap debit (Q) tertentu pada impeller perancangan modifikasi yang semakin menurun saat debit semakin tinggi, tidak seperti hasil daya listrik (N_L) pada impeller standar yang naik saat debit (Q) semakin tinggi.

Dari sisi penerapan, impeller standar lebih sesuai digunakan pada debit (Q) rendah karena kebutuhan daya listrik (N_L) lebih kecil dan efisiensi pompa (η) yang cukup baik, sedangkan impeller modifikasi lebih cocok untuk debit (Q) tinggi karena mampu menghasilkan daya hidrolis (N_o) lebih besar dan head pompa (H_t) yang cenderung tidak mengalami penurunan yang signifikan seiring bertambahnya debit (Q).

DAFTAR PUSTAKA

- A. Church. (1993). *POMPA DAN BLOWER SENTRIFUGAL* (I. harahap (ed.); Ketiga). Penerbit Erlangga.
- Adeniyi, A., & Komolafe, O. (2014). Performance Analysis of an Experimental Centrifugal Pump. *Nigerian Journal of Technology*, 33(2), 149. <https://doi.org/10.4314/njt.v33i2.2>
- Dietzel Fritz. (1996). *TURBIN POMPA DAN KOMPRESOR* (Kelima). Penerbit Erlangga.
- KARASSIK, I. J., KRUTZSCH., W., FRASER, W. H., & MESSINA, J. P. (1976). *Pump Handbook*. (Issue (1976)).
- Kristiyono, A. E., & Gunarti, M. R. (2018). *TERHADAP KAPASITAS DAN EFISIENSI POMPA SENTRIFUGAL Oleh : 3(1)*, 26–34.
- Laut, M. B. A. (2017). Bahan Ajar Pompa. *Sekolah Tinggi Teknologi Angkatan Laut STT AL*, 1–28.
- Nugroho, S., J., W. E., & Himawanto, D. A. (2014). Pengaruh Jumlah Sudu Terhadap Unjuk Kerja dan Kavitasi Pompa Sentrifugal. *Mekanika*, 12(2), 78–83. <https://jurnal.ft.uns.ac.id/index.php/mechanika/article/view/121>
- Of, E., Parameters, G., Performance, O. N., Miniature, O. F., & Pump, C. (2014). *Cover Page*.
- Ping, C., Yang, J., Ferlauto, M., & Zhao, Y. (2023). Impeller Design and Performance Analysis of Aviation Fuel Pump Based on the Inverse Method. *Designs*, 7(3). <https://doi.org/10.3390/designs7030061>
- Rizkisyah, M., Jaim, J., & Djuhana, D. (2022). Analisa Kinerja Pompa Sentrifugal Pada Alat Uji Jominy. *Jurnal Inovasi Ilmu Pengetahuan Dan Teknologi*, 3(2), 17. <https://doi.org/10.32493/jiptek.v3i2.25000>
- Series, C. (2020). *Design of an impeller for a fire fighting pump Design of an impeller for a fire fighting pump*. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1619/1/012009>
- Siregar, M. A., & Damanik, W. S. (2020). Pengaruh Variasi Sudut Keluar Impeler Terhadap Performance Pompa Sentrifugal. *Jurnal Rekayasa Material, Manufaktur Dan Energi*, 3(2), 166–174.

<https://doi.org/10.30596/rmme.v3i2.5278>

- Solihat, I., & Mahendrawan, E. (2024). Analisis Pompa Sentrifugal Pada Alat Uji Aliran Fluida Terhadap Daya Listrik, Daya Hidrolis, Headloss Dan Nilai Efisiensi Pompa. *Jurnal Teknik Mesin Cakram*, 7(2), 76–90. <https://doi.org/10.32493/jtc.v7i2.47905>
- Srinivasan, K. M. (n.d.). *ROTODYNAMIC PUMPS*.
- Sularso, & Suga, K. (2004). *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*. 5.
- Wasiran, W., Yudisworo, W. D., & Prihastuty, E. (2022). Performance Testing of Centrifugal Pump Type with 3 Hp Power. *Mestro: Jurnal Teknik Mesin Dan Elektro*, 4(02), 21–30. <https://doi.org/10.47685/mestro.v5i02.365>
- Wibianto, T., Prajogo, S., & Muldiani, R. F. (2021). Perancangan Pompa Tipe Sentrifugal Kapasitas 12 L / S pada Water Treatment Plant di PT . Panasia Indo Resources. *The 12th Industrial Research Workshop and National Seminar*, 490–496.

LAMPIRAN 1

Table A-3 Approximate physical properties of water (International System of Units)

Temperature (°C)	Specific (or unit) weight, γ (kN/m ³)	Mass density, ρ (kg/m ³)	Dynamic Viscosity, μ (N-s/m ²)	Kinematic Viscosity, ν (m ² /s)	Vapor Pressure, (kN/m ²) (kPa)	Surface Tension,† σ (N/m)
0	9.81	1000	1.75×10^{-3}	1.75×10^{-6}	0.611	0.0756
10	9.81	1000	1.30×10^{-3}	1.30×10^{-6}	1.23	0.0742
20	9.79	998	1.02×10^{-3}	1.02×10^{-6}	2.34	0.0728
30	9.77	996	8.00×10^{-4}	8.03×10^{-7}	4.24	0.0712
40	9.73	992	6.51×10^{-4}	6.56×10^{-7}	7.38	0.0696
50	9.69	988	5.41×10^{-4}	5.48×10^{-7}	12.3	0.0679
60	9.65	984	4.60×10^{-4}	4.67×10^{-7}	19.9	0.0662
70	9.59	978	4.02×10^{-4}	4.11×10^{-7}	31.2	0.0644
80	9.53	971	3.50×10^{-4}	3.60×10^{-7}	47.4	0.0626
90	9.47	965	3.11×10^{-4}	3.22×10^{-7}	70.1	0.0608
100	9.40	958	2.82×10^{-4}	2.94×10^{-7}	101.3	0.0589

† In contact with air.

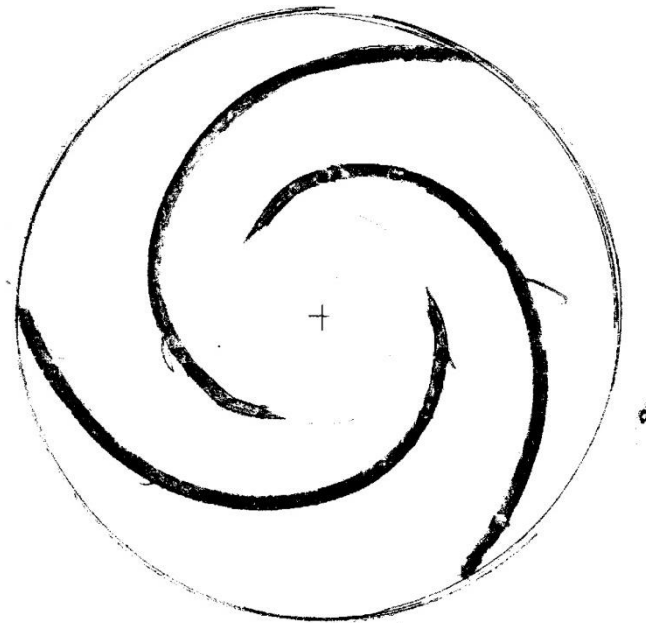
Keterangan :

Lampiran tabel sifat *fluida* air diambil dari materi yang didapat pada mata kuliah mekanika fluida.

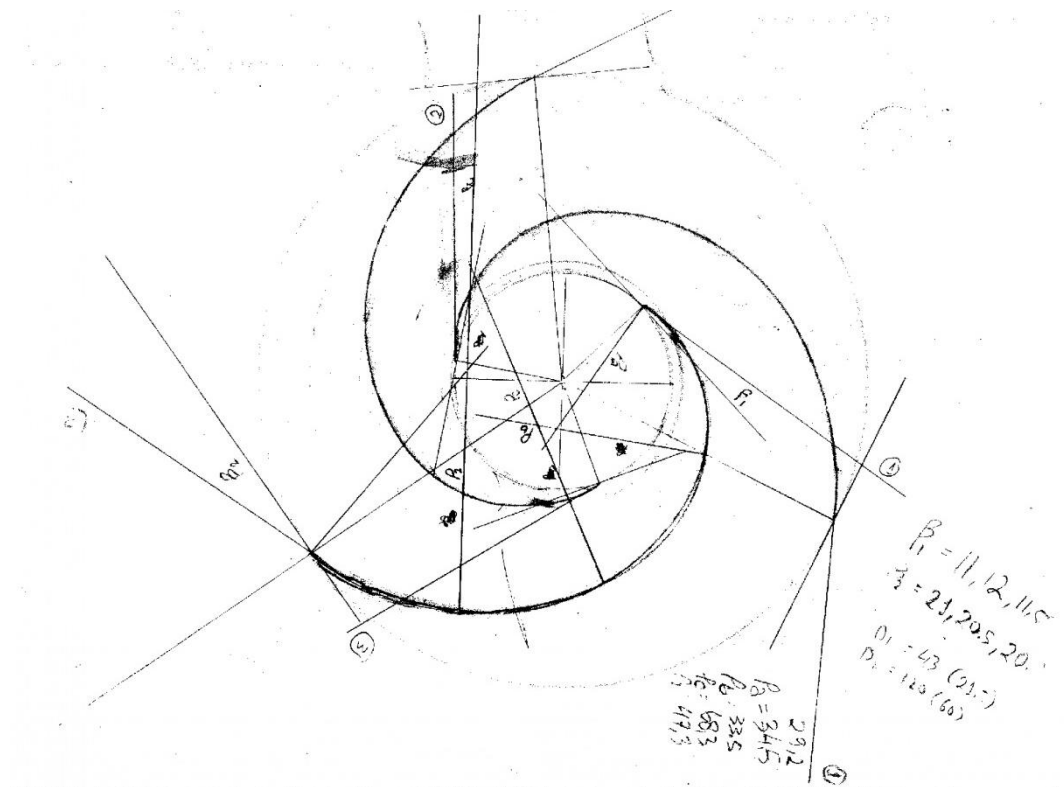
Dikarenakan temperatur air 25° C , maka dengan interpolasi didapatkan mass density (ρ) : 997 kg/m³.

LAMPIRAN 2

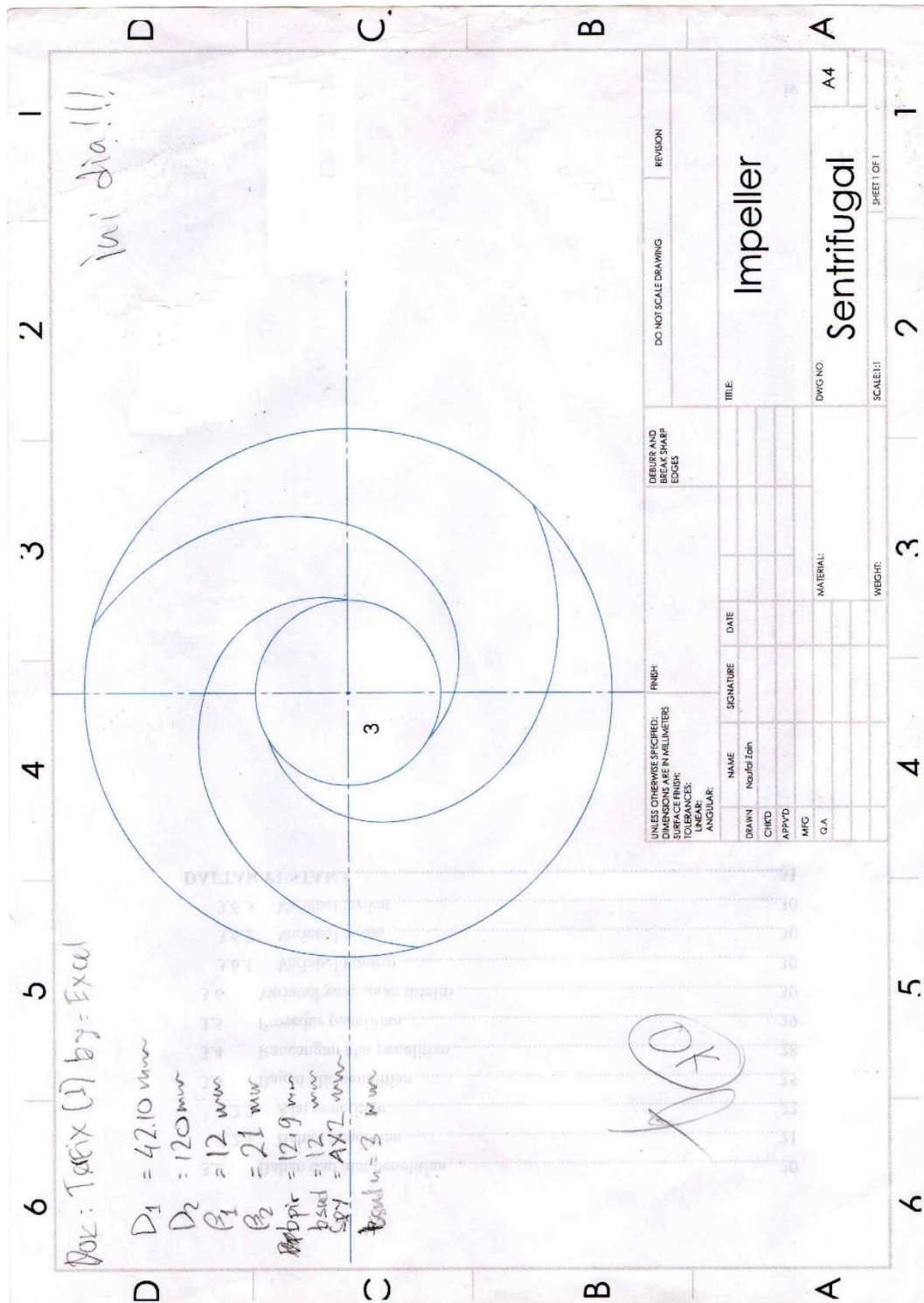
Hasil ceplakan (*tracing*) impeller standar



Hasil identifikasi impeller standar menggunakan metode segitiga kecepatan

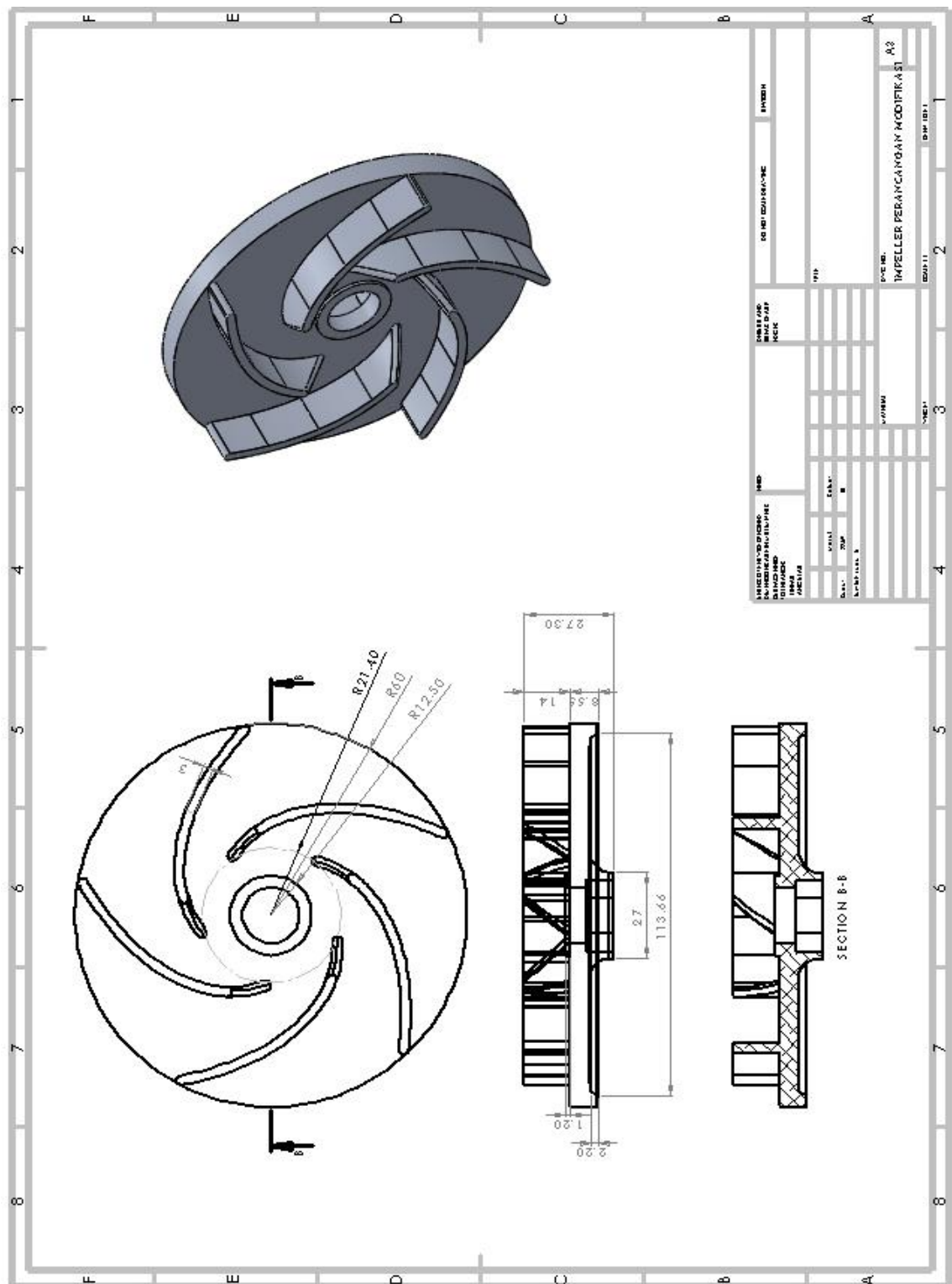


Hasil identifikasi impeller standar menggunakan metode tangen arc dengan software solidworks



LAMPIRAN 3

Gambar teknik impeller hasil perancangan modifikasi menggunakan software solidworks.



LAMPIRAN 4

Hasil pengujian **impeller standar** untuk mengetahui kinerja pompa sentrifugal

1. Debit 40 L/min

Pengukuran debit



Pengukuran tekanan *suction*



Pengukuran tekanan *discharge*



Pengukuran daya listrik



2. Debit 80 L/min
Pengukuran debit



Pengukuran tekanan *suction*



Pengukuran tekanan *dicharge*



Pengukuran daya listrik



3. Debit 120 L/min
Pengukuran debit



Pengukuran tekanan *suction*



Pengukuran tekanan *discharge*



Pengukuran daya listrik



4. Debit 160 L/min
Pengukuran debit



Pengukuran tekanan *suction*



Pengukuran tekanan *discharge*



Pengukuran daya listrik



5. Debit 200 L/min
Pengukuran debit



Pengukuran tekanan *suction*



Pengukuran tekanan *discharge*



Pengukuran daya listrik



LAMPIRAN 5

Hasil pengujian **impeller perancangan modifikasi** untuk mengetahui kinerja pompa sentrifugal

1. Debit 40 L/min Pengukuran debit



Pengukuran tekanan *suction*



Pengukuran tekanan *discharge*



Pengukuran daya listrik



2. Debit 80 L/min

Pengukuran debit



Pengukuran tekanan *suction*



Pengukuran tekanan *discharge*



Pengukuran daya listrik



3. Debit 120 L/min

Pengukuran debit



Pengukuran tekanan *suction*



Pengukuran tekanan *discharge*



Pengukuran daya listrik



4. Debit 160 L/min
Pengukuran debit



Pengukuran tekanan *suction*



Pengukuran tekanan *discharge*



Pengukuran daya listrik



5. Debit 200 L/min
Pengukuran debit



Pengukuran tekanan *suction*



Pengukuran tekanan *discharge*



Pengukuran daya listrik





UMSU
Unggul | Cerdas | Terpercaya

Bila menjawab surat ini agar disebutkan nomor dan tanggalnya

MAJELIS PENDIDIKAN TINGGI PENELITIAN & PENGEMBANGAN PIMPINAN PUSAT MUHAMMADIYAH

UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATERA UTARA

FAKULTAS TEKNIK

UMSU Terakreditasi Unggul Berdasarkan Keputusan Badan Akreditasi Nasional Perguruan Tinggi No. 1913/SK/BAN-PT/Ak.KP/PT/XI/2022

Pusat Administrasi: Jalan Mukhtar Basri No. 3 Medan 20238 Telp. (061) 6622400 - 66224567 Fax. (061) 6625474 - 6631003

<https://fatek.umsu.ac.id>

fatek@umsu.ac.id

[umsu.ac.id](#)

[umsu.ac.id](#)

[umsu.ac.id](#)

[umsu.ac.id](#)

PENENTUAN TUGAS AKHIR DAN PENGHUJUKAN DOSEN PEMBIMBING

Nomor : 1919/IL3AU/UMSU-07/F/2024

Dekan Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara, berdasarkan rekomendasi Atas Nama Ketua Program Studi Teknik Mesin Pada Tanggal 14 Oktober 2024 dengan ini Menetapkan :

Nama : MUHAMMAD DICKY PRADANA
Npm : 2107230019
Program Studi : TEKNIK MESIN
Semester : V11 (Tujuh)
Judul Tugas Akhir : RANCANG BANGUN MODIFIKASI IMPELLER POMPA
SENTRIFUGAL DENGAN DAYA MOTOR 1.5 HP

Pembimbing : MUNAWAR ALFANSURY SIREGAR ST.MT

Dengan demikian diizinkan untuk menulis tugas akhir dengan ketentuan :

1. Bila judul Tugas Akhir kurang sesuai dapat diganti oleh Dosen Pembimbing setelah mendapat persetujuan dari Program Studi Teknik Mesin
2. Menulis Tugas Akhir dinyatakan batal setelah 1 (satu) Tahun dan tanggal yang telah ditetapkan.

Demikian surat penunjukan dosen Pembimbing dan menetapkan Judul Tugas Akhir ini dibuat untuk dapat dilaksanakan sebagaimana mestinya

Medan, 11 Rabi'ul Akhir 1446 H
16 Oktober 2024 M



Munawar Alfansury Siregar, ST.,MT
NIDN: 0101017202



LEMBAR ASISTENSI TUGAS AKHIR

Judul : Rancang Bangun Modifikasi Impeller Pompa
Sentrifugal Dengan Daya Motor 1.5 HP

Nama : Muhammad Dicky Pradana

NPM : 2107230019

Dosen Pembimbing : Dr. Munawar A Siregar, S.T., M.T

No	Hari/Tanggal	Kegiatan	Paraf
1.	22/10 - 24	Latihan beladung dan tjiu	dp
2.	7/11 - 24	Model dan desain alat uji	dp
3.	19/11 - 24	Rujukan jurnal	dp
4.	29/11 - 25	Siseminan pengujian	dp
5.	14/2 - 25	Perbaikan proposal	dp
6.	2/5 - 25	— — — — —	dp
7.	16/5 - 25	Acc Seminar proposal	dp
8.	28/8 - 25	Campuran analisis dan perhitungan	dp
9.	10/9 - 25	Acc Seminar hasil	dp
10.	13/9 - 25	Perbaikan sesuai seminar	dp
11.	15/9 - 25	Acc sidang	dp

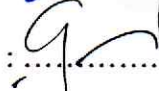
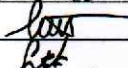
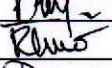
**DAFTAR HADIR SEMINAR
TUGAS AKHIR TEKNIK Mesin
FAKULTAS TEKNIK – UMSU
TAHUN AKADEMIK 2024 – 2025**

Peserta seminar

Nama : Muhammad Dicky Pradana

NPM : 2107230019

Judul Tugas Akhir : Rancang Bangun Modifikasi Impeller Pompa Sentrifugal
Dengan Daya Motor 1.5 HP.

DAFTAR HADIR			TANDA TANGAN
Pembimbing – I : . Dr Munawar A Siregar ST.MT			
Pembimbing – II : Dr Khairul Umurani ST.MT			
Pembimbing – III : Chandra A Siregar ST.MT			
No	NPM	Nama Mahasiswa	Tanda Tangan
1	2107230122	Ranah Syahputra Mst	
2	2107230112	Basra Yahya Pohan	
3	2107230065	Ruma Ardiya	
4	2107230086	Panahat Gunawan Siregar	
5	2107230111	Dimas Surya Pratomo	
6	2107230034	Rafly Rizaldi Lubis	
7	2107230007	Ranah Arifan	
8			
9			
10			

Medan 20 Rabiul Awal 1447 H
13 September 2025 M

Ketua Prodi. T. Mesin



Chandra A Siregar ST.MT

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

Nama : Muhammad Dicky Pradana
NPM : 2107230019
Judul Tugas Akhir : Rancang Bangun Modifikasi Impeller Pompa Sentrifugal
Dengan Daya Motor 1.5 HP.

Dosen Pembanding – I : Dr Khairul Umurani ST.MT
Dosen Pembanding – II : Chandra A Siregar ST.MT
Dosen Pembimbing – I : Dr Munawar A Siregar ST.MT

KEPUTUSAN

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

Dijuan, Metode, Keanginan
.....
.....
.....

3. Harus mengikuti seminar kembali
Perbaikan :

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

Medan 20 Rabiul Awal 1447 H
13 September 2025 M

Diketahui :
Ketua Prodi. T. Mesin

Dosen Pembanding- 1



Chandra A Siregar ST.MT



Dr Khairul Umurani ST.MT

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

Nama : Muhammad Dicky Pradana
NPM : 2107230019
Judul Tugas Akhir : Rancang Bangun Modifikasi Impeller Pompa Sentrifugal
Dengan Daya Motor 1.5 HP.

Dosen Pembimbing – I : Dr Khairul Umurani ST.MT
Dosen Pembimbing – II : Chandra A Siregar ST.MT
Dosen Pembimbing – I : Dr Munawar A Siregar ST.MT

KEPUTUSAN

1. Baik dapat diterima ke sidang sarjana (collogium)
2. Dapat mengikuti sidang sarjana (collogium) setelah selesai melaksanakan perbaikan antara lain : *Lihat buku tugas akhir.*
.....
.....
.....
.....
3. Harus mengikuti seminar kembali
Perbaikan :
.....
.....
.....
.....

Medan 20 Rabiul Awal 1447 H
13 September 2025 M

Diketahui :
Ketua Prodi. T. Mesin

Dosen Pembimbing- II



Chandra A Siregar ST.MT



Chandra A Siregar ST.MT

DAFTAR RIWAYAT HIDUP



A. DATA PRIBADI

Nama	: Muhammad Dicky Pradana
Jenis Kelamin	: Laki-Laki
Tempat/Tanggal Lahir	: Tanjung Morawa, 30 Juni 2000
Alamat	: Dusun IV Bangun Sari Baru, Tanjung Morawa
Agama	: Islam
E-mail	: m.dicky.pradana.dp@gmail.com
No. Handphone	: 082276053685

B. RIWAYAT PENDIDIKAN

1. SD Negeri 101879	Tahun 2005-2011
2. SMP Nur azizi	Tahun 2011-2017
3. SMK Multi Karya	Tahun 2014-2017
4. Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara	Tahun 2021-2025