

***Analisis Controllable Blade Impeller Pada Pompa
Sentrifugal Sebagai Turbin Pembangkit Listrik
Tenaga Picohydro***

TESIS

OLEH

Amat Chaeroni

5317221029



**Diajukan untuk melengkapi
sebagian persyaratan menjadi Magister Teknik**

Program Magister Teknik Mesin

UNIVERSITAS PANCASILA

2020

PERNYATAAN KEASLIAN TESIS

Saya menyatakan dengan sesungguhnya bahwa tesis dengan judul :

*Analisis Controllable Blade Impeller Pada Pompa Sentrifugal Sebagai Turbin
Pembangkit Listrik Tenaga Picohydro.*

yang dibuat untuk melengkapi sebagian persyaratan menjadi Magister Teknik Mesin Program Srata II Universitas Pancasila, sejauh yang saya ketahui bukan merupakan tiruan atau duplikasi dari tesis*) yang sudah dipublikasikan dan atau pernah dipakai untuk mendapat gelar Sarjana di Lingkungan Universitas Pancasila maupun di perguruan tinggi atau instansi manapun, kecuali bagian yang sumber informasinya dicantumkan sebagaimana mestinya.

Jakarta, 20 Januari 2020



Amat Chaeroni

5317221029

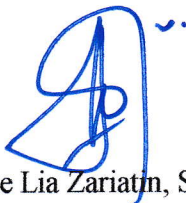
Hak Cipta milik Universitas Pancasila, tahun 2017

Hak cipta dilindungi undang-undang

1. Dilarang mengutip sebagian atau seluruh karya tulis ini tanpa mencantumkan atau menyebut sumber.
 - a. Pengutipan hanya untuk kepentingan pendidikan, penelitian, penulisan karya tulis, penyusunan laporan, penulisan kritik atau tinjauan suatu masalah.
 - b. Penulisan tidak merugikan kepentingan MTM-UP yang wajar.
2. Dilarang mengumumkan dan memperbanyak sebagian atau seluruh karya tulis ini dalam bentuk apapun tanpa ijin MTM-UP

**PERSETUJUAN KOMISI PEMBIMBING
DIPERSYARATKAN UNTUK TESIS**

Pembimbing



(Dr. Dede Lia Zariatn, ST., MT.)

PERSETUJUAN PANITIA UJIAN MAGISTER

NAMA	TANDA TANGAN	TANGGAL
Dr. Ismail, ST., MT. (Ketua)		25/2/2020
Dr. Ir. La Ode M. Firman, MT. (Sekretaris)		22/02/2020

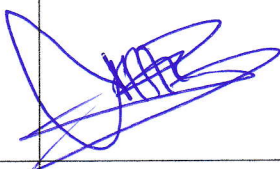
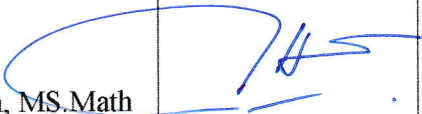
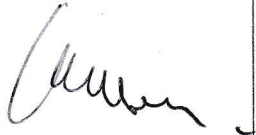
Nama	: Amat Chaeroni
No. Pokok	: 5317221029
Tgl. Lulus	:

BUKTI PENGESAHAN PERBAIKAN TESIS

Nama : Amat Chaeroni

NPM : 5317221029

Program Studi : Magister Teknik Mesin

No	Nama	Tanda Tangan	Tanggal
1	Pembimbing Dr. Dede Lia Zariatun, ST., MT.		24/2-2020
2	Ka. Prodi Dr. Ismail, ST., MT.		25/2/2020
3	Sek. Prodi Dr. Ir. La Ode M. Firman, MT.		22/02/2020
4	Penguji 1 Prof. Dr. Ir. Wegie Ruslan, MS.Math		21/2-2020
5	Penguji 2 Dr. Ismail, ST., MT.		22/2/2020
6	Penguji 3 Dr. Ir. Iskendar, MS.		20/2 2020

UCAPAN TERIMA KASIH

Puji syukur kehadiran Allah SWT atas segala rahmat serta hidayahNya sehingga penulis dapat merampungkan tesis ini dengan judul *Analisis Controllable Blade Impeller Pada Pompa Sentrifugal Sebagai Turbin Pembangkit Listrik Tenaga Picohydro*. Pada kesempatan ini penulis mengucapkan terima kasih kepada semua pihak yang telah membantu pada saat persiapan, pelaksanaan penelitian dan penulisan tesis yang terutama kepada:

1. Istriku Kiki yang selalu mendoakan dan memberi support dalam segala hal, dan anak-anaku Naya dan Inez, serta keluarga besar penulis.
2. Ibu Dr. Dede Lia Zariatin, ST., MT. Sebagai pembimbing tesis dan juga pemberi motivasi penulis untuk selalu semangat dalam penelitian dan menulis tesis.
3. Seluruh Dosen pengajar bidang Manufaktur MTM-UP yang telah memberikan ilmunya selama masa kuliah.
4. Rekan-rekan Teknik Mesin baik Manufaktur dan Konversi Energi yang selalu kompak dan memberi dukungan selama penelitian dan penulisan tesis.
5. Direksi dan karyawan PT. Djawa Baru yang sudah memberikan kesempatan dan banyak membantu penulis selama masa studi.

Dalam penyusunan tesis ini penulis menyadari masih ada kekurangannya, dan penulis berharap adanya saran dan kritik dari pembaca sebagai masukan. Semoga tesis ini dapat memberikan manfaat bagi para pembaca.

Jakarta, Januari 2020

Penulis,

ABSTRAK

Pompa Sebagai Turbin (PST) pada Pembangkit Listrik *Picohydro* telah banyak dilakukan penelitian untuk pengembangannya. Salah satu penelitian yang telah dilakukan pada penelitian terdahulu adalah mengembangkan *prototype impeller* dengan pengaturan sudut masuk dan keluar sudu untuk skala laboratorium. Perubahan sudut pada *blade impeller* dapat dilakukan ketika putaran *impeller* berhenti, setelah selesai merubah sudut pada sudu *impeller* maka *impeller* dapat berputar kembali.

Menindak lanjuti penelitian tersebut, pada penelitian ini mencari solusi desain mekanisme penggerak untuk merubah sudut *blade impeller* secara mekanis dan dapat dilakukan kapan saja meskipun *impeller* dalam keadaan berputar. Sistem yang digunakan adalah *controllable pitch* pada *blade impeller* dengan tenaga hidrolik atau lainnya sebagai penggerak aktuatornya. Diameter *impeller* 176 mm, sesuai dengan diameter *impeller* yang digunakan pada pompa sentrifugal Ebara 80x65 FSGA tetapi pada *base impeller* terjadi perubahan ukuran yakni pada bagian lubang *shaft* serta ketebalannya karena adanya penambahan sistem mekanikal untuk merubah sudut sudu *impeller* ketika *impeller* masih berputar.

Tanpa memperhatikan desain *blade impeller* yang optimum, didapat sudut *blade impeller* yang paling optimum sebagai turbin adalah 9^0 dengan putaran 722 rpm daya yang dihasilkan 275 Watt, 142,5 VDC dan Arus $I = 1,93$ A. Sedangkan sudut *blade impeller* yang kurang optimum adalah 23^0 dengan putaran 248 rpm, daya yang dihasilkan 38 Watt, 42,5 VDC dan Arus $I = 0,89$ A.

Kata Kunci: *Controllable, Impeller, Pompa Sebagai Turbin., Picohydro.*

ABSTRACT

Pump as Turbine (PAT) at the picohydro powerplant have done a lot of reasearch for its development. One of the previous studies has been to developan an impeller prototype by adjusting the entry and exit angles for the laboratory scale. Adjustable in the angle of the impeller blade can be made when the impeller rotation stops, after completed changing the angle on the impeller blade, the impeller can to rotate again.

Following up on this research, in this study looking for solutions to the design of the driving mechanism to change the impeller blade angle mechanically and can be done at any time even though the impeller is in a rotating state. The system used is a controllable pitch on the impeller with hydraulic or other power as the actuator drive. The diameter of the impeller is 176 mm, in accordance with the diameter of the impeller used in the Ebara centrifugal pump 80x65 FSGA but the size of the impeller changes in size of the shaft hole and its thickness due to the addition of a mechanical system to change the angle of the impeller blade when the impeller is still spinning.

Regardless of the optimum blade impeller design, the most optimum angle of the blade impeller obtained as a turbine is 9^0 with rotation is 722 rpm, the power generated is 275 Watt, Voltage 142.5 DC and Current $I = 1.93$ A. While the less optimum blade angle of the impeller is 23^0 with rotation is 248 rpm, the power generated is 38 Watt, Voltage 42.5 DC and Current $I = 0.89$ A.

Keyword : Controllable, Impeller, Pump As Turbine, Picohydro

DAFTAR ISI

	Halaman
JUDUL	i
PERNYATAAN KEASLIAN TESIS	ii
HAKCIPTA	iii
PERSETUJUAN KOMISI PEMBIMBING	iv
UCAPAN TERIMA KASIH	vi
ABSTRAK	vii
<i>ABSTRACT</i>	viii
DAFTAR ISI	ix
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR TABEL	xv
DAFTAR SINGKATAN	xvi
DAFTAR ISTILAH/SIMBOL	xvii
BAB 1 PENDAHULUAN	
1.1. Latar Belakang Masalah	1
1.2. Tinjauan Pustaka	3
1.3. Perumusan Masalah	3
1.4. Kebaruan Penelitian	4
1.5. Tujuan Penelitian	7
1.6. Manfaat Penelitian	8
BAB 2 LANDASAN TEORI	
2.1. Pompa Sentrifugal	9
2.2. Pompa Sebagai Turbin	13

2.3. Klasifikasi Turbin	20
2.4. Hidrolik	22
2.5. <i>Belt</i>	35
2.6. Kecepatan dan Percepatan	37
BAB 3 METODE PENELITIAN	
3.1. Diagram Alir Penelitian	42
3.2. <i>Design Requirement and Object</i>	43
3.3. Tahapan Metode Penelitian	43
BAB 4 HASIL DAN PEMBAHASAN	
4.1. Proses Manufaktur <i>Controllable Blade Impeller</i>	64
4.2. Proses Perakitan <i>Controllable Blade Impeller</i>	66
4.3. Proses Instalasi Pompa Sebagai Turbin dengan <i>Controllable Blade Impeller</i>	71
4.4. Pengujian Mekanisme <i>Controllable Blade Impeller</i>	79
4.5. Varian Pengaturan Sudut <i>Blade</i>	82
4.6. Perbandingan Terhadap Hasil Penelitian	86
BAB 5 KESIMPULAN	
5.1. Kesimpulan	88
5.2. Saran – saran	89
DAFTAR PUSTAKA	91
LAMPIRAN	93

DAFTAR GAMBAR

GAMBAR	HALAMAN
Gambar 1.1. Pompa sentrifugal sebagai (a) pompa dan (b) turbin	1
Gambar 1.2. Prosentase kehilangan power yang di konversi dari <i>waterjet</i> ke elektrik	1
Gambar 1.3. Posisi <i>blade impeller</i> yang dapat diatur derajatnya	2
Gambar 1.4. Aplikasi teori metode <i>sliding</i> pada perubahan sudut <i>propeller</i>	5
Gambar 2.1. Bagan aliran fluida di dalam pompa sentrifugal	9
Gambar 2.2. Diagram kecepatan <i>impeller</i> (1= <i>inlet</i> , 2= <i>outlet</i>)	11
Gambar 2.3. Rumah pompa sentrifugal	11
Gambar 2.4. Segitiga kecepatan pada efisiensi maksimum mesin pompa yang dioperasikan sebagai pompa dan sebagai turbin	17
Gambar 2.5. Grafik kinerja mesin pompa yang dioperasikan sebagai pompa dan sebagai turbin pada putaran kerja yang sama	18
Gambar 2.6. Panduan untuk turbin jenis kisaran operasional	20
Gambar 2.7. Jenis turbin <i>impulse</i>	20
Gambar 2.8. <i>Low head turbines</i>	21
Gambar 2.9. Hukum Pascal	22
Gambar 2.10. Diagram jenis pompa hidrolik	25
Gambar 2.11. Simbol pompa hidrolik	27
Gambar 2.12. Tangki hidrolik (<i>reservoir</i>)	28
Gambar 2.13. Konstruksi <i>relieve valve</i>	29
Gambar 2.14. Simbol <i>Check valve</i>	30
Gambar 2.15. Simbol <i>pilot operated Check valve</i>	31

Gambar 2.16. Silinder kerja tunggal	32
Gambar 2.17. Simbol silinder kerja tunggal	33
Gambar 2.18. Silinder kerja ganda	33
Gambar 2.19. Cara kerja silinder kerja ganda	34
Gambar 2.20. Dua buah <i>pulley</i> yang dihubungkan oleh <i>belt</i> dengan arah Putaran sejajar	36
Gambar 2.21. Dua buah <i>pulley</i> yang dihubungkan oleh <i>belt</i> dengan arah putaran yang berlawanan dengan menyilangkan <i>belt</i>	36
Gambar 2.22. Arah putaran yang berlawanan tanpa menyilangkan arah putaran <i>belt</i>	37
Gambar 2.23. Dua buah <i>pulley</i> dengan sumbu putaran yang berbeda	37
Gambar 2.24. Grafik kecepatan konstan	38
Gambar 2.25. Grafik kecepatan yang berubah-ubah	38
Gambar 2.26. Laju perubahan kecepatan sudut	39
Gambar 2.27. Analisa kecepatan mekanisme penyerut	40
Gambar 2.28. Mekanisme ekuivalen kinematik untuk (a) dan (b)	41
Gambar 2.29. Contoh bentuk lain mekanisme ekuivalen kinematik untuk (a) Dan (b)	41
Gambar 3.1. Diagram alir penelitian	42
Gambar 3.2. Metode penelitian	43
Gambar 3.3. <i>Impeller original</i> (a) dan <i>impeller</i> dengan <i>blade</i> yang dapat di kontrol (b)	44
Gambar 3.4. Tahapan proses metode QFD	45
Gambar 3.5. <i>House Of Quality</i> untuk <i>Controllable Blade Impeller</i>	50

Gambar 3.6. Mekanisme penyerut perubahan sudut <i>blade impeller</i>	52
Gambar 3.7. Desain mekanisme <i>Controllable Blade Impeller</i>	53
Gambar 3.8. Konsep alternatif I mekanisme perubahan sudut <i>blade impeller</i>	54
Gambar 3.9. Perubahan titik sudut <i>blade impeller</i> berada di tengah	54
Gambar 3.10. Perubahan titik sudut <i>blade impeller</i> berada di <i>tip</i>	55
Gambar 3.11. Perubahan titik sudut <i>blade impeller</i> berada di <i>root</i>	55
Gambar 3.12. <i>Detail drawing controllable blade impeller</i>	57
Gambar 3.13. Komponen <i>controllable blade impeller</i> dalam bentuk 3D	57
Gambar 3.14. Pembuatan <i>blade impeller</i> dengan 3D <i>Printing</i>	59
Gambar 3.15. Pembuatan <i>mock up cap impeller</i>	59
Gambar 3.16. <i>Mock up controllable blade impeller</i>	59
Gambar 3.17. <i>Controllable Blade Impeller</i> saat terpasang pada rumah pompa	60
Gambar 3.18. Simulasi CAM pembuatan <i>cap impeller</i>	61
Gambar 3.19. Simulasi CAM pembuatan <i>helix Slot</i>	62
Gambar 3.20. Simulasi CAM pembuatan <i>blade impeller</i>	62
Gambar 4.1 Proses pembuatan <i>shaft</i> aktuator	64
Gambar 4.2. Proses pembuatan <i>cap impeller</i>	64
Gambar 4.3. Proses pembuatan <i>blade impeller</i>	65
Gambar 4.4. <i>Blade impeller</i> yang sudah selesai di manufaktur	65
Gambar 4.5. <i>Volut</i> penutup pompa sentrifugal	67
Gambar 4.6. <i>Cover bearing</i> pompa bagian belakang	67
Gambar 4.7. <i>Base impeller</i> yang terpasang pada <i>shaft impeller</i>	67
Gambar 4.8. <i>Outer base impeller</i> (A) dan <i>Inner base impeller</i> (B)	68
Gambar 4.9. <i>Outer</i> dan <i>inner base impeller</i> yang sudah terpasang	68

Gambar 4.10. <i>Base Impeller</i> yang dimasukkan kedalam pompa	68
Gambar 4.11. Pemasangan <i>blade impeller</i> yang dapat di kontrol	69
Gambar 4.12. <i>Blade impeller</i> yang sudah selesai dipasang	70
Gambar 4.13. <i>Impeller</i> dengan sudut <i>blade impeller</i> yang dapat di kontrol	70
Gambar 4.14. Pompa Sentrifugal	71
Gambar 4.15. Motor Listrik Induksi yang digunakan sebagai generator	72
Gambar 4.16. <i>Generator</i> rakitan	73
Gambar 4.17. <i>Mini Power Pack</i>	73
Gambar 4.18. Rangkaian mekanisme sistem hidrolik	74
Gambar 4.19. Pompa pendorong pengisi tangki air bagian atas	75
Gambar 4.20. <i>Multi tester</i>	75
Gambar 4.21. <i>Tachometer</i> dengan sensor <i>infra red</i>	75
Gambar 4.22. Menara air untuk ujicoba dan penelitian	76
Gambar 4.23. Penampungan (torn) di bagian atas menara	76
Gambar 4.24. Konfigurasi konvensional pompa sentrifugal sebagai turbin	77
Gambar 4.25. Konfigurasi tata letak pompa yang sudut <i>impellernya</i> dapat di kontrol dan digunakan sebagai turbin	78
Gambar 4.26. Rod end penghubung poros aktuator dengan olik	78
Gambar 4.27. Komponen hidrolik penggerak aktuator	79
Gambar 4.28. Mekanisme pengujian PST dengan <i>controllable blade impeller</i>	80
Gambar 4.29. Analisis model variasi sudut <i>blade</i>	82
Gambar 4.30. Grafik varian sudut vs putaran poros	84
Gambar 4.31. Grafik varian sudut vs pembangkit listrik	85
Gambar 4.32. Grafik Pengaruh Sudut Buka Valve terhadap daya	86

DAFTAR TABEL

Tabel	Halaman
Tabel 1.1. Modifikasi <i>Impeller</i> yang pernah dilakukan sebelumnya	6
Tabel 2.1. Perbedaan antara turbin dan PST	14
Tabel 2.2. Macam – macam pompa hidrolik	26
Tabel 2.3. Simbol katup penggerak	30
Tabel 2.4. Macam – macam silinder kerja ganda	34
Tabel 2.5. Macam-macam jenis <i>belt</i>	35
Tabel 3.1. Pernyataan misi produk	45
Tabel 3.2. Data <i>impeller</i> sebagai pompa	47
Tabel 3.3. Data <i>impeller</i> sebagai turbin	47
Tabel 3.4. Permintaan <i>controllable blade impeller</i>	48
Tabel 3.5. Tanggapan dari pembuat <i>impeller</i>	49
Tabel 3.6. Penilaian kriteria desain <i>impeller</i>	56
Tabel 4.1. Spesifikasi Hidrolik <i>mini powerpack</i>	73
Tabel 4.2. Pengaruh Varian Sudut terhadap putaran <i>impeller</i> bukaan 90 ⁰	83
Tabel 4.3. Pengaruh Varian Sudut terhadap hasil putaran, Daya dan Arus	84
Tabel 4.4. Pengaruh Varian Sudut dan Bukaan <i>Valve</i> terhadap putaran <i>Impeller</i>	85
Tabel 4.5. Perbandingan hasil penelitian	87

DAFTAR SINGKATAN

PLTMH	= Pembangkit Listrik Tenaga <i>Mikrohydro</i>
PLTPH	= Pembangkit Listrik Tenaga <i>Picohydro</i>
PLTA	= Pembangkit Listrik Tenaga Air
PST	= Pompa sebagai Turbin
PAT	= <i>Pump As Turbine</i>
BEP	= <i>Best Efficiency Point</i>
DCV	= <i>Directional Control Valve</i>

DAFTAR ISTILAH / SIMBOL

PLTA	= Pembangkit Listrik Tenaga Air
PAT	= Pompa sebagai Turbin
Discharge	= Bagian keluarnya air pada pompa sentrifugal
Suction	= Bagian hisap (depan) pada pompa sentrifugal
Run of the river	= Turbin yang di letakkan langsung di aliran sungai
Volut	= Bagian dalam pompa (rumah <i>impeller</i>) yang berbentuk spiral (rumah keong)
Pulley	= Alat untuk mentransmisi daya dari satu poros ke poros lain
Pitch	= Perubahan sudut pada propeller
Check valve	= Katup untuk satu arah
Actuator	= Unit penggerak
β	= Sudut <i>outlet impeller</i>
β_1	= Variasi 1 Sudut <i>outlet impeller</i>
β_2	= Variasi 2 Sudut <i>outlet impeller</i>
Ω	= Kecepatan sudut <i>impeller</i>
V	= Kecepatan absolut
α	= laju perubahan kecepatan sudut
ω	= laju perubahan sudut
kW	= Kilo Watt
MW	= Mega Watt
Kg	= Kilo gram
A_1	= Variasi luas penampang

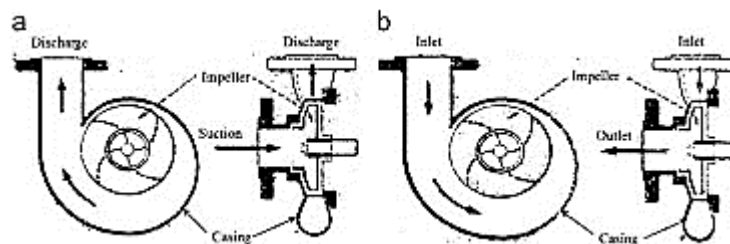
F_1	= Variasi gaya
P	= Tekanan dari Pompa
T	= Aliran menuju ke tangki
B	= Bola Baja
S	= <i>Spring</i> (pegas)
M	= Baut pengatur

BAB I

PENDAHULUAN

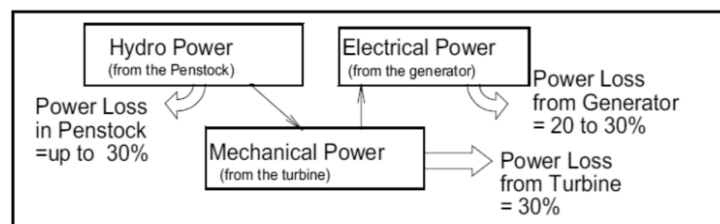
1.1. Latar Belakang Masalah

Penelitian dan pengembangan Pembangkit Listrik Tenaga *Picohydro* sudah banyak dilakukan diberbagai belahan dunia dalam rangka memanfaatkan sumber daya alam yang ada sebagai energi terbarukan. Salah satu jenis turbin yang dikembangkan dalam Pembangkit Listrik Tenaga *Picohydro* adalah pompa yang dimanfaatkan menjadi turbin dengan membalikkan arah putaran pompa menggunakan aliran air yang melewati *impeller* pompa seperti yang diilustrasikan pada Gambar 1.1.



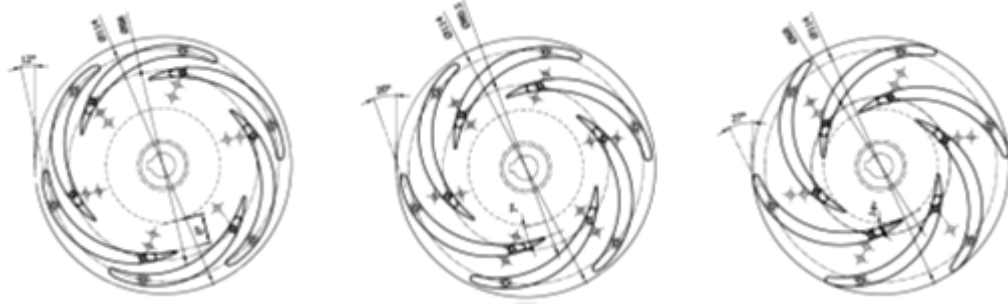
Gambar 1.1. Pompa Sentrifugal sebagai (a) Pompa, dan (b) Turbin [1]

Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan oleh Phillip Maher, bahwa sebuah *hydro power* akan selalu lebih besar dari pada *mechanical and electrical power*, pada Gambar 1.2. menunjukkan telah terjadi rugi-rugi pada *mechanical power* (turbin) dan *electrical power* (generator). Jika rugi-rugi pada turbin dapat dikurangi maka energi yang dihasilkan akan meningkat.



Gambar 1.2. Prosentase kehilangan power yang dikonversi dari *water jet* ke elektrik [2]

Untuk mencari solusi tersebut pada penelitian sebelumnya telah melakukan penelitian mengenai modifikasi perubahan sudut *blade impeller*. Solusi yang dihasilkan adalah sudut *blade impeller* dapat diatur derajat kemiringannya, seperti pada Gambar 1.3.



Gambar 1.3. Posisi *blade impeller* yang dapat diatur derajatnya [3]

Kesulitan pada mekanisme perubahan sudut *blade impeller* yang telah diteliti adalah mencari sudut yang optimum secara cepat, hal ini disebabkan karena dalam merubah sudut *blade impeller* harus dilakukan secara manual dan ketika *impeller* dalam keadaan diam. Dengan kata lain untuk merubah sudut *blade impeller* maka *impeller* harus di hentikan terlebih dahulu kemudian dibongkar *cap impellernya* lalu diubah sudut *blade impellernya* sesuai yang diinginkan. Setelah merubah sudut *blade impeller*, lalu *cap impeller* dipasang kembali yang kemudian dioperasikan seperti biasa.

Untuk mendapatkan efisiensi dalam pengaturan sudut *blade impeller* maka diperlukan pengembangan rancangan untuk proses pengaturan sudut *blade impeller* secara otomatis. Menindak lanjuti penelitian tersebut, maka pada penelitian ini akan dicari solusi desain sistem pengaturan sebagai penggerak untuk merubah sudut *impeller* secara mekanik dan dapat dilakukan kapan saja meskipun *impeller* dalam keadaan berputar. Sistem yang akan digunakan adalah *controllable pitch* pada *blade impeller* dengan tenaga

hidrolik sebagai penggerak atau lainnya sebagai penggerak aktuatornya. Sehingga sudut *blade impeller* dapat ditentukan besaran sudutnya untuk mendapatkan putaran maksimum pada pompa sebagai turbin secara optimum.

Pada umumnya sistem *controllable pitch* di aplikasikan pada baling-baling axial. Namun pada penelitian ini sistem *controllable pitch* tersebut akan diterapkan pada *blade impeller* Pompa Sentrifugal Sebagai Turbin (PST), agar dapat meningkatkan efisiensi dan optimasi pada turbin Pembangkit Listrik Tenaga *Picohydro*.

1.2. Tinjauan Pustaka

Pada penelitian terdahulu, rancangan perubahan *impeller* hanya dapat dilakukan ketika *impeller* tidak berputar. Untuk penelitian kali ini yang menjadi target adalah sistem mekanisme pada *impeller* agar *blade* dapat diubah besaran sudutnya ketika *impeller* masih berputar. *Blade impeller* harus dapat digerakkan dan tidak terpengaruh oleh putaran *impeller* itu sendiri.

1.3. Perumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang dan tinjauan pustaka yang di lakukan, dapat ditentukan masing-masing variabel bebas dan variabel terikatnya yaitu:

- Rancang bangun *adjustable blade impeller* sebagai variabel bebas, dan
- Pompa sebagai turbin sebagai variabel tetap.

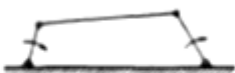
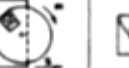
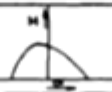
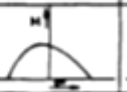
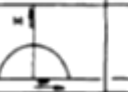
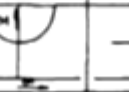
Maka perumusan masalah untuk penelitian kali ini adalah sebagai berikut:

- a) Bagaimana merancang mekanisme sistem penggerak *blade impeller*, agar sudut *blade impeller* dapat berubah sudutnya tanpa menghentikan putaran *impeller*?
- b) Bagaimana menentukan konfigurasi letak tenaga penggerak hidrolik untuk merubah *blade impeller* dan letak Pompa Sebagai Turbin (PST)?
- c) Bagaimana hasil analisis pengaruh perubahan sudut *blade impeller* ketika dalam keadaan berputar terhadap perubahan arus listrik yang dihasilkan?

1.4. Kebaruan Penelitian

Merujuk pada tesis dan jurnal penelitian yang telah dilakukan oleh peneliti sebelumnya, bahwa penelitian yang dilakukan ini merupakan kelanjutan dari penelitian tesis yang sudah dilakukan oleh Fajar Danuriyanto [2], yaitu pengaturan kecepatan sudut masuk dan keluar sudu *impeller* berpengaruh terhadap putaran *impeller* dan daya listrik yang dihasilkan oleh pompa sebagai turbin. Hal ini dapat dilihat dari hasil percobaan bahwa tiap-tiap variasi sudut *blade impeller* menghasilkan putaran dan daya listrik yang berbeda-beda.

R. W. Keefe [4] membuat sebuah desain propeller dengan mekanisme *Controllable Pitch*, sehingga memungkinkan sudut *blade propeller* dapat berubah meskipun propeller dalam keadaan berputar. Adapun mekanisme gerakan perubahan sudut *propeller* seperti terlihat pada Gambar 1.4.

SOME MECHANISMS USED IN CONTROLLABLE PITCH PROPELLERS					
PRINCIPLE	FOUR BAR LINKAGE 				
TYPE					
REALIZATION					
NAME	CRANK-ROD	PIN-CURVED SLOT	CRANK-SLOT	PIN-SLOT	CYCLOID
$s = s(\theta)$			$s = R \sin \theta$	$s = r \tan \theta$	$s = R\theta$
$M = F \frac{ds}{d\theta}$			$M = FR \cos \theta$	$M = \frac{F r}{\cos^2 \theta}$	$M = FR$
FRICTIONLESS CHARACTERISTIC: $M \dot{\theta} = \dot{W}$					

Gambar 1.4. Aplikasi teori metode *sliding* pada perubahan sudut *propeller* [4]

Agus Rohermanto [5] mengembangkan pembangkit tenaga listrik air yang memiliki skala kecil, karena pembangkit listrik ini hanya memanfaatkan aliran sungai atau aliran irigasi sebagai sumber tenaga untuk menggerakkan turbin dan memutar generator. Pada prinsipnya dimana ada air mengalir dengan ketinggian minimal 2,5 meter dengan debit 250 liter/detik, maka disitu akan ada energi listrik yang dapat dimanfaatkan. Selain daripada itu PLT Mikrohidro tidak perlu membuat waduk yang besar seperti PLTA.

D. L. Zariatin [6] meneliti dan membandingkan bahwa *impeller* yang memiliki jumlah sudu 6 dengan menggunakan material kuningan dapat menghasilkan daya lebih besar jika dibandingkan dengan material duralinum dan *impeller* yang memiliki jumlah sudu 5 buah.

Ikbal [7] menyatakan bahwa modifikasi *impeller* yang terbaik terjadi pada *impeller* dengan 5 sudu *impeller* dengan sudut outlet $\beta = 17^\circ$. Hal ini didapatkan bahwa geometri *impeller* tersebut memiliki tekanan yang tinggi pada daerah air yang berputar (*rotating region*).

Pengaturan sudut *inlet* dan *outlet* sudu *impeller* akan berpengaruh terhadap kecepatan putaran *impeller* dan daya listrik yang dihasilkan dari pompa yang digunakan sebagai turbin, dapat dilihat dari hasil percobaan menunjukkan bahwa masing-masing variasi sudut *blade impeller* akan menghasilkan putaran dan daya listrik yang berbeda-beda [2]. Besaran sudut yang menghasilkan putaran *impeller* dan daya listrik pada pompa sebagai turbin paling optimal terdapat pada variasi $\beta_1 = 14^0$ dan $\beta_2 = 27^0$, dan menghasilkan daya listrik terbesar dengan putaran *impeller* mencapai 1320 rpm serta daya yang dihasilkan sebesar 72.32 Watt [2].

Berdasarkan rujukan dari beberapa sumber penelitian tersebut dapat dipastikan bahwa penelitian kali ini merupakan sesuatu yang baru dan asli. Terutama pada bagian desain sistem pengaturan sudut *blade impeller* saat *impeller* sedang berputar agar dapat diubah besaran sudutnya dengan menggunakan tenaga hidrolik. Karena penelitian ini melanjutkan penelitian yang sudah dilakukan sebelumnya, seperti pada Tabel 1.1.

Tabel 1.1. Modifikasi *Impeller* yang pernah dilakukan sebelumnya

No	Tahun	Nama Peneliti	Jenis Modifikasi
1	1993	R.W. Keef	Desain <i>propeller</i> dengan mekanisme <i>controllable pitch</i> sehingga memungkinkan sudut <i>blade propeller</i> dapat berubah meskipun <i>propeller</i> dalam keadaan berputar
2	2017	Ikbali	Modifikasi <i>impeller</i> yang terbaik terjadi pada <i>impeller</i> yang memiliki 5 sudu dengan sudut $\beta = 17^0$

3	2018	D. L. Zariatin	<i>Impeller</i> yang memiliki jumlah sudu 6 dengan material kuningan dapat menghasilkan daya lebih besar jika dibandingkan dengan material duralinum dan <i>impeller</i> yang memiliki sudu 5 buah
4	2019	Fajar Danuriyanto	Pengaturan kecepatan sudut masuk dan sudut keluar sudu <i>impelle</i> berpengaruh terhadap kecepatan putaran <i>impeller</i> dan daya listrik yang dihasilkan dari pompa sebagai turbin

1.5. Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian ini adalah untuk mencari solusi rancangan serta konfigurasi tata letak penggerak *actuator* yang tepat agar mempermudah proses perubahan sudut *blade impeller* pada Pompa Sebagai Turbin pembangkit listrik *Picohydro*. Mekanisme variabel perubahan sudut *blade impeller* dapat di kontrol sesuai besaran sudut *blade impellernya* yang diperlukan untuk mendapatkan kecepatan putaran *impeller* yang optimum.

Dalam menganalisis pengaruh perubahan sudut *blade impeller* menjadi lebih efisien, karena dapat dilakukan tanpa harus menghentikan dan membongkar *impellernya* untuk merubah sudut *blade impeller*. Dengan demikian efisiensi *impeller* menjadi meningkat dan lebih optimum jika dibandingkan dengan perubahan sudut *blade impeller* dilakukan secara manual.

1.6. Manfaat Penelitian

Yang diharapkan pada penelitian ini adalah memiliki manfaat bagi masyarakat terutama para *entepreneur* muda untuk dikembangkan secara komersil, karena *impeller* jenis *controllable* seperti ini belum ada yang memproduksi dan di jual di pasaran. Sehingga ini bisa dijadikan *start up* peluang untuk dikembangkan sesuai dengan kebutuhan pasar. Selain itu para peneliti juga bisa memanfaatkan sistem pengaturan sudut *blade impeller* karena akan lebih mudah diamati perubahan kecepatan putar *impeller* sesuai dengan perubahan pada sudut *blade impeller* tanpa harus menghentikan dulu *impellernya*. Sehingga lamanya waktu penelitian yang diperlukan menjadi lebih cepat dan menentukan kesimpulan penelitian juga akan lebih cepat pula. Variasi pengukuran sudut *blade impeller* pada saat penelitian menjadi lebih banyak sesuai dengan besaran sudut *blade impeller* yang dibutuhkan.

Sistem pengaturan perubahan sudut *blade impeller* ini dapat dijadikan referensi untuk diterapkan pada jenis *impeller* yang lainnya sebagai objek penelitian. Selain itu dapat memperkaya wawasan pembaca pada umumnya tentang sistem *variable pitch control* pada *impeller*.

BAB 2

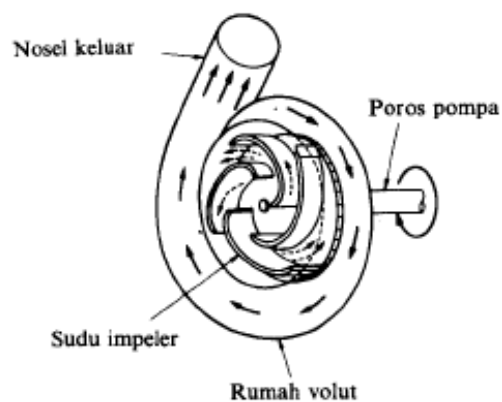
LANDASAN TEORI

2.1. Pompa Sentrifugal

Pompa merupakan suatu alat atau mesin yang digunakan untuk memindahkan cairan dari suatu tempat ke tempat yang lain melalui suatu perpipaan dan berlangsung secara terus menerus. Pompa beroperasi dengan prinsip membuat perbedaan tekanan antara bagian masuk (*suction*) dengan bagian keluar (*discharge*).

a. Prinsip Dasar Kerja Pompa Sentrifugal

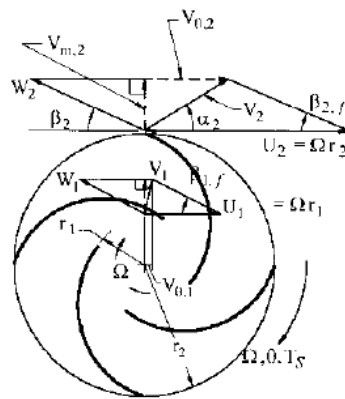
Salah satu jenis pompa pemindah kategori non – positif adalah pompa sentrifugal yang memiliki prinsip kerja dengan mengubah energi kinetik (kecepatan) cairan menjadi sebuah energi potensial (dinamis) melalui suatu *impeller* yang berputar didalam *casing*. *Impeller* pada pompa jenis sentrifugal berfungsi untuk memindahkan zat cair dari suatu kondisi/keadaan yang memiliki *head* yang rendah ke suatu kondisi/keadaan yang memiliki *head* yang lebih tinggi.



Gambar 2.1. Bagan aliran fluida di dalam pompa sentrifugal [8]

Pada Gambar 2.1. menunjukkan daya yang berasal dari luar (motor penggerak) diberikan kepada poros pompa agar dapat memutar *impeller* didalam zat cair. Sehingga zat cair yang berada didalam *impeller* akan ikut berputar oleh dorongan sudu-sudu *impeller*. Karena timbulnya gaya sentrifugal, maka zat cair yang berada didalam *impeller* akan mengalir dari tengah *impeller* ke luar melalui saluran sela-sela di antara sudu-sudu *impeller*. Tekanan zat cair pada *head* akan menjadi lebih tinggi, demikian pula pada *head* kecepatannya menjadi bertambah besar karena zat cair mengalami percepatan. Zat cair yang keluar dari *impeller* ditampung oleh saluran berbentuk *volut* (spiral) di keliling *impeller* dan disalurkan hingga keluar pompa melalui nosel. Didalam *nozel* ini sebagian *head* kecepatan alirannya diubah menjadi *head* tekanan.

Mekanisme transfer torsi poros (atau daya) ke fluida yang mengalir di dalam *impeller* pada dasarnya dinamis; yaitu yang dihubungkan dengan perubahan kecepatan fluida. Berdasarkan pengenalan Hukum Newton kedua yang bila dikombinasikan dengan Hukum Pertama Termodinamika, menghasilkan persamaan Pompa Euler. Kecepatan fluida disaluran masuk dan keluar dari *impeller* sangat penting untuk pengembangan ini. Fluida yang bergerak disepanjang sudu *impeller* yang berputar pada kecepatan sudut Ω dan dilihat pada kerangka acuan berputar *impeller* yang memiliki kecepatan relatif W . Garis vektor W ke kecepatan sudu *impeller* $U = \Omega r$ menghasilkan kecepatan absolut V , seperti yang ditunjukkan pada diagram kecepatan pada Gambar 2.2.

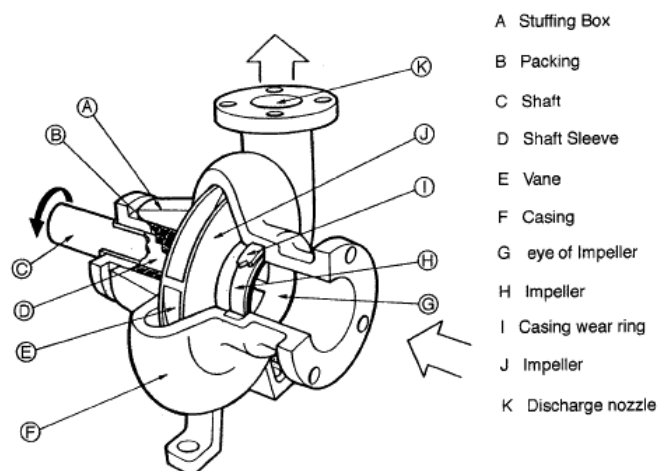


Gambar 2.2. Diagram Kecepatan *Impeller* (1 = inlet, 2 = outlet)[9]

Jadi *impeller* pompa memiliki fungsi untuk memberikan kerja kepada zat cair sehingga energi yang dikandungnya menjadi bertambah besar. Perbedaan energi per satuan berat atau *head* total zat cair antara *flens* isap dan *flens* keluar pompa disebut sebagai *head* total pompa. Berdasarkan uraian diatas bahwa pompa sentrifugal dapat merubah energi mekanik dalam bentuk kerja poros menjadi suatu energi fluida. Energi inilah yang mengakibatkan pertambahan pada *head* tekanan, *head* kecepatan dan *head* potensial zat cair yang mengalir secara kontinyu.

b. Bagian – bagian Utama Pompa Sentrifugal

Pada pompa sentrifugal secara umum dapat dilihat bagian – bagian utamanya seperti Gambar 2.3.



Gambar 2.3. Rumah Pompa Sentrifugal [10]

- *Stuffing Box*

Stuffing box berfungsi untuk mencegah terjadinya kebocoran pada daerah di sekitar antara poros dan *casing* dimana poros pompa menembus *casing*.

- *Packing*

Digunakan untuk mencegah dan mengurangi terjadinya bocoran cairan dari *casing* pompa melalui poros. Biasanya material yang digunakan terbuat dari asbes atau teflon.

- *Shaft* (poros)

Poros memiliki fungsi untuk meneruskan momen puntir dari penggerak selama beroperasi dan bagian berputar lainnya beserta tempat duduk *impeller*.

- *Shaft sleeve*

Fungsi dari *shaft sleeve* adalah untuk melindungi poros dari erosi, korosi dan keausan pada *stuffing box*. Pompa yang memiliki *multi stage* dapat dikatakan sebagai *leakage joint*, *internal bearing* dan *interstage* atau *distance sleeve*.

- *Vane*

Sudu dari sebuah *impeller* sebagai tempat berlalunya cairan pada *impeller*.

- *Casing*

Merupakan bagian paling luar dari pompa yang memiliki fungsi sebagai pelindung elemen yang berputar, tempat kedudukan *diffuser* (*guide vane*), mengkonversikan energi kecepatan cairan menjadi energi dinamis

(*single stage*), dan *inlet* serta *outlet nozzle* serta tempat memberikan arah aliran dari *impeller*.

- *Eye of Impeller*

Bagian sisi masuk pada arah isap *impeller*

- *Impeller*

Impeller memiliki fungsi untuk mengubah energi mekanis dari pompa menjadi energi kecepatan pada cairan yang di pompakan secara kontinyu melalui *impeller*, sehingga cairan pada bagian sisi isap secara terus menerus akan masuk mengisi kekosongan akibat perpindahan dari cairan yang masuk sebelumnya

- *Wearing Ring*

Fungsi dari *wearing ring* adalah untuk memperkecil kebocoran cairan yang melewati pada bagian depan *impeller* maupun pada bagian belakang *impeller*, dengan cara memperkecil celah antara *casing* dengan *impeller*.

- *Bearing*

Bearing (bantalan) berfungsi sebagai penumpu dan penahan beban dari poros agar dapat berputar, tempat dudukan *diffuser (guide vane)*, *inlet* dan *outlet nozzle*

2.2. Pompa Sebagai Turbin

Prinsip dasar cara kerja dari Pompa sebagai Turbin (PST) adalah kebalikan dari cara kerja pompa yang biasanya pompa digunakan untuk mengalirkan air yang berasal dari dataran yang rendah ke dataran yang lebih tinggi, sedangkan di Pompa sebagai Turbin (PST) air yang dari dataran tinggi

dimasukkan ke *output* pompa dan dikeluarkan melalui *input* pompa sehingga pompa berputar berlawanan arah untuk menggerakkan motor yang digunakan sebagai generator, yang kemudian dapat dijadikan suatu alternatif yang dapat dikembangkan dalam memecahkan masalah [11].

Menurut Williams (1996) kelemahan utama dari sistem PST adalah bahwa kurva karakteristik dalam mode turbin biasanya tidak diberikan bersama pompa. Hal ini membuatnya sulit untuk memilih pompa yang tepat untuk setiap aplikasi dan beberapa metode telah dikembangkan untuk memprediksi karakteristik turbin. Tabel 2.1. dibawah ini menunjukkan beberapa perbedaan utama antara sistem PST dengan turbin konvensional.

Tabel 2.1. Perbedaan antara turbin dan PST [12]

	Turbin	PST
Keuntungan	Didokumentasi dengan baik	Efisiensi biaya
	Efisiensi sangat baik	Banyak ditemukan di pasaran lokal
	Variabel <i>guide vanes</i> untuk bermacam-macam aliran	Desain sederhana dan mudah perawatannya
Kerugian	Mahal	Sulit untuk mendapatkan kurva operasional turbin yang tepat
	Hanya beberapa <i>suplier</i> lokal	Efisiensi rendah
	Desain sangat kompleks, dibutuhkan tenaga ahli perawatan	Tidak ada <i>variable guide vanes</i> untuk bermacam-macam aliran

Dari percobaan-percobaan yang telah dilakukan sejak tahun 1930, yang paling sering digunakan penelitian adalah pompa sentrifugal dari jenis aliran radial sampai dengan aliran aksial. Hasil dari penelitian tersebut menunjukkan jika pompa yang dioperasikan sebagai turbin dikondisikan sesuai dengan data hidrolis pompa, maka efisiensi yang dihasilkan lebih rendah dari pada efisiensi jika dioperasikan sebagai pompa. Hal ini bisa dimungkinkan karena beberapa hal, antara lain :

- Sudut *blade impeller* pada sisi masuk turbin untuk menghasilkan efisiensi yang baik, lebih besar dari pada sudut *blade impeller* sisi keluar pada pompa (jika dioperasikan sebagai turbin, akan menjadi sisi masuk turbin) untuk menghasilkan efisiensi yang baik. Karena pada roda jalan pompa jika sudut *blade* diperbesar maka kecepatan massa air yang keluar dari roda jalan semakin cepat, dan akan menimbulkan resiko kerugian yang besar.
- Diameter luar *impeller* dari *impeller* yang digunakan sebagai pompa lebih besar dari pada diameter luar *impeller* yang digunakan sebagai turbin, jika dioperasikan pada *head* dan putaran yang sama untuk menghasilkan efisiensi yang baik. Untuk jumlah *blade* pada roda jalan pada turbin telah banyak dari pada jumlah *blade* roda jalan pada pompa dan daya tampung roda jalan turbin lebih banyak dari pada roda jalan pompa dengan *head* dan putaran kerja yang sama. Jadi setiap bentuk geometri roda jalan mempunyai karakteristik tersendiri sesuai penggunaannya, sebagai pompa atau sebagai turbin.

Head pompa (H_p) dapat ditentukan melalui persamaan Euler pada Persamaan 2.1. tentang pompa [13]:

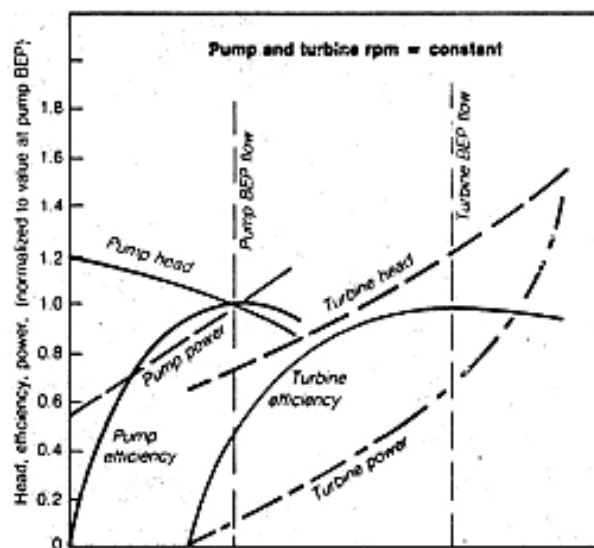
$$H_{p.bep} = \frac{\eta_{h.p}(u_{2p} * c_{u2p} - u_{1p} * c_{u1p})}{g} \quad (2.1.)$$

Dimana u dan c_u adalah komponen kecepatan tangensial dari roda jalan dan komponen kecepatan tangensial massa air, *subscript* 1 dan 2 menunjukkan komponen saluran masuk dan saluran keluar yang dioperasikan sebagai pompa. Untuk menghasilkan *head* pompa yang besar secara teoritis maka komponen kecepatan $c_{u1} = 0$, ini terjadi mendekati atau pada titik BEP (*Best Efficiency Point*). Pada sisi keluar roda jalan yang berfungsi sebagai pompa, karena membesarnya saluran sudu roda jalan maka kecepatan dari massa air tersebut melambat menyebabkan komponen c_{u2} mengecil dan secara keseluruhan menurunkan *head*.

Jika penyimpangan sudut sudu di roda jalan pompa diabaikan, dan pada saat pompa dioperasikan sebagai turbin, maka akan didapat segitiga kecepatan sisi masuk dan sisi keluar yang sebangun dengan segitiga kecepatan sisi masuk dan sisi keluar sebagai pompa. Dengan demikian didapat tingkat efisiensi yang menyamai efisiensi pompa. Ini dapat terjadi pada aliran yang tidak berguncang dan tidak terjadi pusaran air, jika itu semua tercapai akan mengurangi kerugian-kerugian gesekan fluida dan meningkatkan efisiensi hidroliknya.

Untuk memilih pompa yang akan digunakan sebagai turbin pada beberapa kondisi, yang perlu diperhatikan adalah harga-harga dari *head* dan kapasitas aliran dari pompa maupun turbin pada titik BEP (*Best Efficiency Point*). Sesuai dengan rumus Euler maka komponen-komponen perhitungan dari pompa dan turbin dapat digabungkan menjadi seperti pada Gambar 2.4.:

tegak lurus (membentuk sudut 90°) terhadap garis kerja kecepatan tangensial dari roda jalan tersebut. Sudu pada sisi masuk roda jalan untuk pompa dirancang dengan kemiringan tertentu, ini dimaksudkan untuk menghasilkan kemampuan menghisap yang maksimal. Garis kerja dari kecepatan relatif massa air yang membentuk sudut β_{OP} terhadap kecepatan mutlak dari roda jalan yang besarnya lebih kecil dari pada sudut kemiringan sudu roda jalan β_1 . Pada saat pompa dioperasikan sebagai turbin besar sudut garis kerja kecepatan relatif massa air terhadap kecepatan mutlak dari roda jalan besar sudut β_{OT} lebih besar dari pada sudut kemiringan sudu roda jalan β_1 . Ini disebabkan karena terjadi penyempitan pada saluran sudu roda jalan pada sisi keluar. Karena penyempitan tersebut maka resiko terjadinya pusaran air sangat besar dan menyebabkan menurunnya efisiensi dari pompa sebagai turbin seperti terlihat pada Gambar 2.5.



Gambar 2.5. Grafik kinerja mesin pompa yang dioperasikan sebagai pompa dan sebagai turbin pada putaran kerja yang sama [13]

Sesuai dengan segitiga kecepatan yang dihasilkan suatu pompa yang dioperasikan sebagai turbin jika dikondisikan pada *head* dan putaran kerja yang sama dengan pompa akan menghasilkan efisiensi turbin yang lebih rendah dari

pada efisiensi dari pompa itu sendiri. BEP pompa sebagai turbin akan lebih baik pada debit aliran yang lebih besar dari pada debit pompa tersebut.

Dari Gambar 2.5. pada kurva efisiensi turbin, kurva yang terjadi sebelum dan sesudah titik kulminasi bentuk kurvanya lebih landai dari pada kurva yang terjadi pada efisiensi pompa yang mendekati titik kulminasinya pada mesin yang sama. Faktor lain yang dapat menurunkan efisiensi adalah kebocoran pada pompa sebagai turbin dan kerugian akibat gesekan antara roda jalan dengan air.

Dari percobaan-percobaan dan penelitian terdahulu tentang pompa sebagai turbin, telah dirumuskan pendekatan Persamaan 2.2. dan 2.3. untuk memilih pompa agar dijadikan sebagai turbin. [13]

$$- \frac{H_t}{H_p} = \frac{1}{\eta_{h,t} * \eta_{h,p}} \quad (2.2.)$$

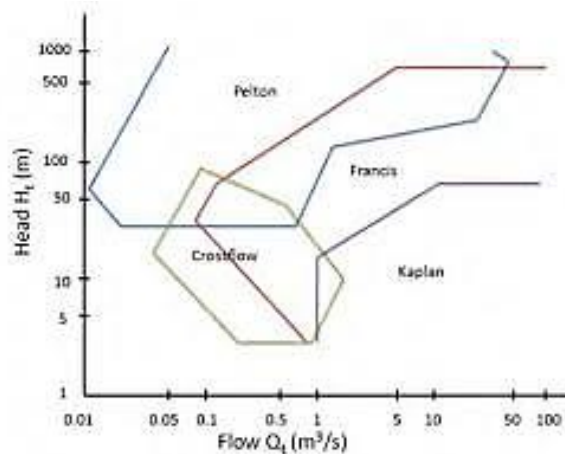
$$- \frac{Q_t}{Q_p} = \frac{1}{\sqrt{\eta_{h,t} * \eta_{h,p}}} \quad (2.3.)$$

Dari Persamaan 2.2. dan 2.3. tentu sangat sulit untuk mengetahui efisiensi hidrolis dari turbin tanpa melakukan suatu pengujian, tetapi banyak kasus pemilihan pompa sebagai turbin terdahulu efisiensi turbin dapat diasumsikan sama dengan efisiensi pompa. Jadi efisiensi hidrolis total merupakan pangkat dua dari efisiensi pompa dari mesin tersebut.

Dengan asumsi tersebut maka Persamaan 2.2. dan 2.3. hanya berlaku untuk pemilihan awal sebuah mesin pompa untuk dijadikan turbin, beberapa rumus empiris yang lain tentang pendekatan untuk pemilihan pompa sebagai turbin dapat ditentukan pada buku-buku acuan yang lain. Tetapi belum ada satupun rumus yang disepakati memiliki keakuratan yang baik sebagai acuan untuk menentukan pompa sebagai turbin.

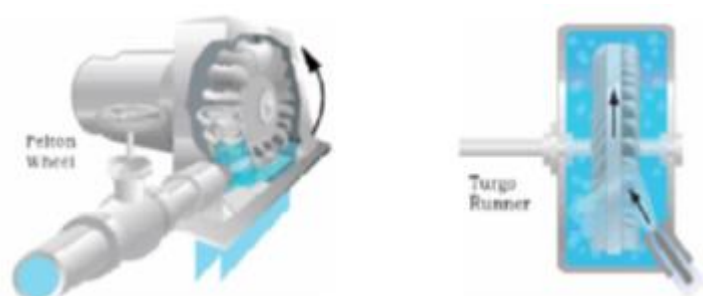
2.3. Klasifikasi Turbin

Istilah *Head* yang dikenal pada sebuah turbin adalah mengacu pada perbedaan ketinggian antara *inlet* dan *outlet* sistem. Perbedaan turbin yang digunakan untuk setiap situasi dengan *head* sistem yang tinggi biasanya menggunakan turbin seperti *Pelton wheels* atau *Turgo runners*. Sedangkan *head* sistem yang rendah biasanya menggunakan turbin *Francis*, *Kaplan* atau *Crossflow* untuk memutar generator. Gambar 2.6. bisa dijadikan panduan untuk memilih turbin.



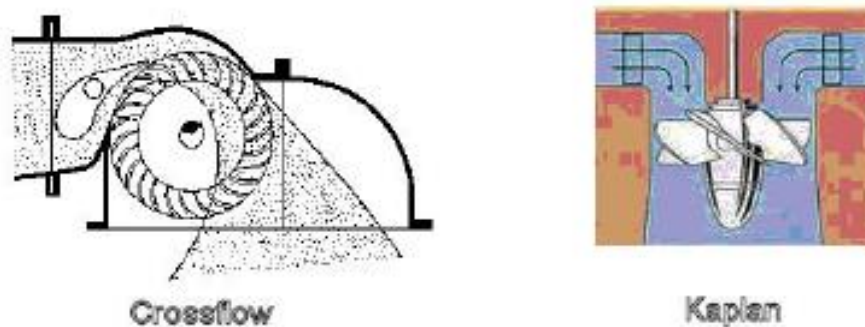
Gambar 2.6. Panduan untuk turbin jenis kisaran operasional [12]

Head turbin yang tinggi biasanya menggunakan metode *impuls*, dimana air dialihkan ke *nozzle* yang memutar roda atau *runner* dua turbin seperti pada Gambar 2.7.



Gambar 2.7. Jenis turbin *impluse* [12]

Head turbin yang rendah biasanya adalah turbin tipe reaksi yang menggunakan aliran besar air melebihi *head* kecil untuk menghasilkan daya. Turbin kadang-kadang diletakkan langsung di aliran sungai, dengan istilah “*run-of-the-river*”. *Head* yang rendah biasanya menyamakan hingga lebih lambat aliran kecepatan turbin juga biasanya berputar lebih lambat dari pada *head* turbin tinggi, tetapi menghasilkan torsi yang lebih besar, seperti pada Gambar 2.8.



Gambar 2.8. *Low Head Turbines* [12]

Berdasarkan daya yang dihasilkan, turbin dapat dibedakan menjadi beberapa kategori antara lain [13]:

✓ *Large Hydro – Power*

Daya yang dihasilkan turbin mencapai 50 MW keatas.

✓ *Medium Hydro – Power*

Daya yang dihasilkan turbin memiliki interval antara 10 MW – 50 MW.

✓ *Small Hydro – Power*

Daya yang dihasilkan turbin memiliki interval antara 1000 kW – 10 MW.

✓ *Mini Hydro – Power*

Daya yang dihasilkan turbin memiliki interval antara 110 kW – 1000 kW.

✓ *Micro Hydro – Power*

Daya yang dihasilkan turbin memiliki interval antara 3 kW – 100 kW.

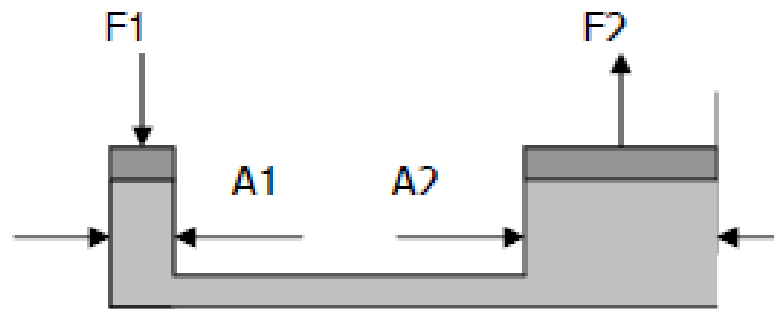
✓ *Pico Hydro – Power*

Daya yang dihasilkan turbin hanya mencapai 3 kW.

2.4. Hidrolik

a) Pengertian Hidrolik

Prinsip yang digunakan pada sistem hidrolik adalah Hukum Pascal yaitu benda cair yang berada di ruang tertutup apabila diberi tekanan, maka tekanan tersebut akan dilanjutkan ke segala arah dengan sama besar, seperti pada Gambar 2.9.



Gambar 2.9. Hukum Pascal [14]

Jika pada $A_1 = 1 \text{ cm}^2$, $A_2 = 20 \text{ cm}^2$. Dan $F_1 = 5 \text{ kg}$, maka karena tekanan pada kedua permukaan bejana adalah sama, sehingga $F_2 = F_1/A_1 \times A_2 = 5/1 \times 20 = 100 \text{ kg}$.

b) Komponen sistem hidrolik

Komponen pada sistem hidrolik secara umum terdiri dari :

- Cairan Hidrolik
- Unit tenaga (*Power Pack*), yang meliputi: Penggerak awal, Pompa hidrolik, tangki hidrolik dan katup pengaman.
- Unit pengatur (*Direction Control Valve*)

- Unit Penggerak (*Actuator*), yang banyak dipergunakan adalah silinder hidrolik.
- Pipa Saluran

Cairan Hidrolik

Secara umum cairan hidrolik dapat berbentuk minyak atau oli dan digunakan sebagai media yang mempunyai fungsi anantara lain:

- sebagai penerus daya (*power transmission*),
- pelumasan (*lubrication*),
- pelindung terjadinya karat,
- perapat (*sealing*) dan
- pendingin (*cooling*).

1) Karakteristik dan persyaratan cairan hidrolik.

Dalam memilih cairan untuk hidrolik harus diperhatikan karakteristik dan persyaratan sebagai berikut:

- Mampu mencegah terjadinya karat (korosi)
- Kompresibilitas rendah
- Tidak menghasilkan buih
- Tahan terhadap suhu rendah
- Tahan panas dan tidak mudah terbakar
- Stabil
- Tahan lama
- Tidak mudah bersenyawa dengan air

2) Jenis cairan hidrolik

Jenis cairan hidrolik yang biasa digunakan diantaranya:

- Untuk pesawat angkat (dongkrak, *car lift* dan sejenisnya) biasanya menggunakan oli dengan SAE 10 – SAE 20.
- Untuk rem hidrolik menggunakan cairan minyak rem (*Break Fluid*) dengan beberapa merk.

Penggerak awal

Yang dimaksud penggerak awal pada sistem hidrolik adalah suatu penggerak sebagai tenaga awal untuk menggerakkan pompa hidrolik. Jenis penggerak mula yang digunakan untuk menggerakkan pompa hidrolik pada sistem hidrolik dapat berupa pengungkit yang digerakkan secara mekanik seperti pedal rem atau motor listrik seperti pada mesin pres.

Pompa hidrolik

Fungsi sebuah pompa hidrolik adalah untuk mengalirkan cairan hidrolik ke seluruh sistem rangkaian hidrolik sehingga unit penggerak dapat bekerja. Tenaga cairan yang ditimbulkan oleh pompa dan peralatan lain yang mengaturnya sebanding dengan tenaga mekanik yang menggerakkan pompa. Dengan kata lain tenaga mekanik dan penggerak mula diubah menjadi tenaga fluida.

Fitur lain pada desain pompa mungkin juga menjadi penting adalah :

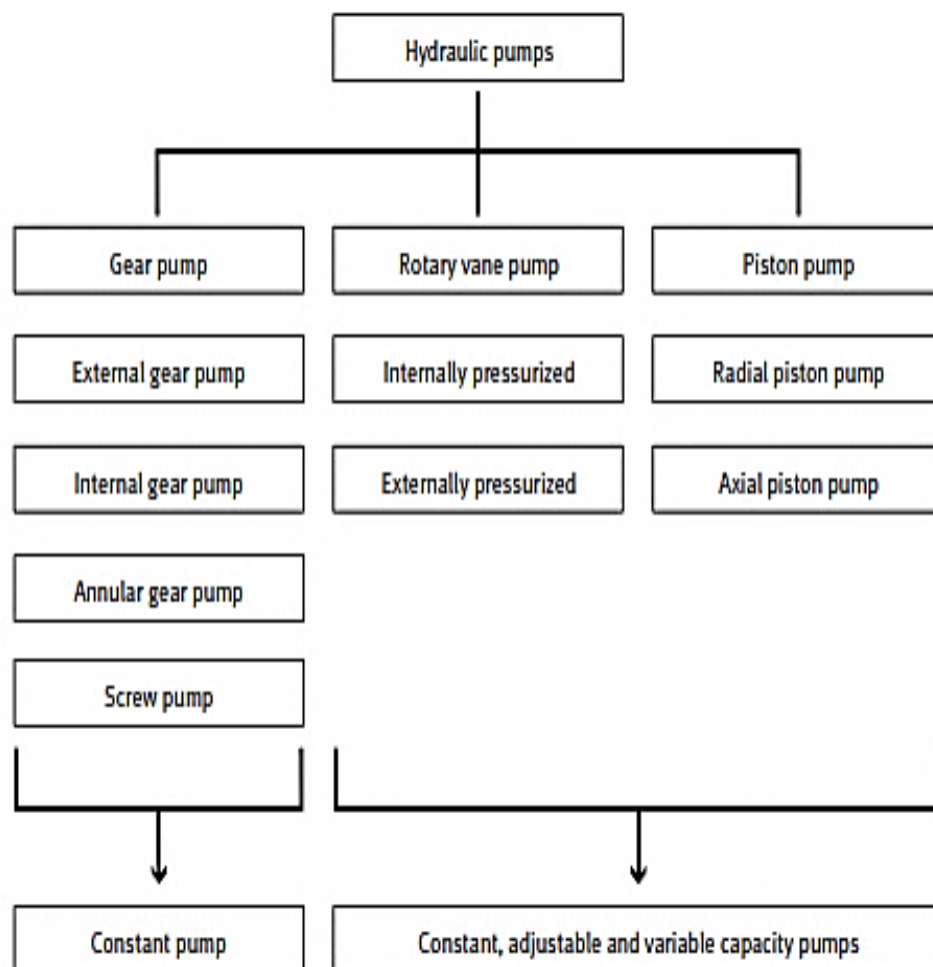
- Jenis dudukan pompa
- Suhu pada operasional

- Tingkat kebisingan
- Jenis pompa

Ada tiga jenis dasar pompa hidrolik yang dapat dibedakan berdasarkan volume perpindahan cairan, yaitu:

- *Constant pump*
- *Adjustable pump*
- *Variable capacity pump*

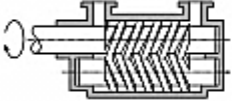
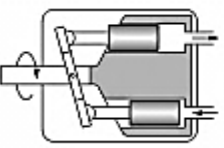
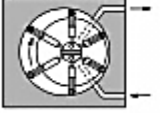
Pada Gambar 2.11. dibawah ini menunjukkan beberapa jenis pompa hidrolik.



Gambar 2.10. Diagram Jenis Pompa Hidrolik [15]

Pada Tabel 2.2. menunjukkan macam-macam pompa hidrolik.

Tabel 2.2. Macam-macam pompa hidrolik [15]

	Types of design	Speed range r.p.m.	Displacement volume (cm ³)	Nominal pressure (bar)	Total efficiency
	Gear pump, externally toothed	500 – 3500	1.2 – 250	63 – 160	0.8 – 0.91
	Gear pump, internally toothed	500 – 3500	4 – 250	160 – 250	0.8 – 0.91
	Screw pump	500 – 4000	4 – 630	25 – 160	0.7 – 0.84
	Rotary vane pump	960 – 3000	5 – 160	100 – 160	0.8 – 0.93
	Axial piston pump	 – 3000 750 – 3000 750 – 3000	100 25 – 800 25 – 800	200 160 – 250 160 – 320	0.8 – 0.92 0.82 – 0.92 0.8 – 0.92
	Radial piston pump	960 – 3000	5 – 160	160 – 320	0.90

Efisiensi pada Pompa

Efisiensi pada pompa merupakan salah satu faktor yang perlu diperhatikan dalam menentukan pemilihan jenis pompa. Dengan memperhatikan efisiensi, maka akan diketahui berapa volume dan tenaga yang akan dihasilkan oleh suatu pompa.

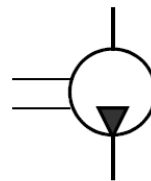
Efisiensi Volumetrik merupakan perbandingan antara volume aliran yang dihasilkan (Perpindahan sebenarnya) dengan volume aliran teoritis (Perpindahan teoritis) pada suatu pompa, seperti Persamaan 2.4 [14]

$$\text{Efisiensi volumetrik } (\eta_v) = \frac{\text{Perpindahan sebenarnya}}{\text{Perpindahan teoritis}} \times 100\% \quad (2.4.)$$

Efisiensi tenaga merupakan perbandingan tenaga yang dihasilkan terhadap tenaga yang dipakai (masuk) seperti pada Persamaan 2.5. [14]

$$\text{Efisiensi tenaga } (\eta_p) = \frac{\text{Tenaga yang dihasilkan}}{\text{Tenaga yang dipakai}} \times 100\% \quad (2.5.)$$

Simbol Pompa Hidrolik



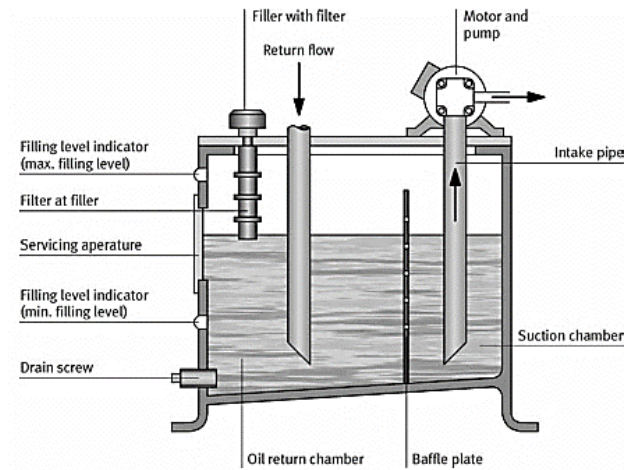
Gambar 2.11. Simbol pompa hidrolik [14]

Tangki hidrolik

Tangki hidrolik (*reservoir*) merupakan wadah penampungan cairan hidrolik yang menjadi salah satu bagian dari unit tenaga, ada yang berbentuk segi empat adapula yang berbentuk silinder. Tangki hidrolik memiliki fungsi sebagai berikut :

- Sebagai penampung cairan hidrolik sebelum dan setelah beredar.
- Sebagai pendinginan cairan hidrolik.
- Menghilangkan buih gelembung udara didalam cairan hidrolik.
- Sebagai pengendap kotoran pada cairan hidrolik, dengan cara pemasangan saluran hisap dan saluran balik dipasang sejauh mungkin dan dipasang *separator*/penyekat.
- Tempat pemasangan motor, pompa, akumulator, *valve* dan perlengkapan lainnya.

Salah satu contoh bentuk tangki hidrolik seperti pada Gambar 2.12.



Gambar 2.12. Tangki hidrolik (*reservoir*) [15]

Katup pengaman

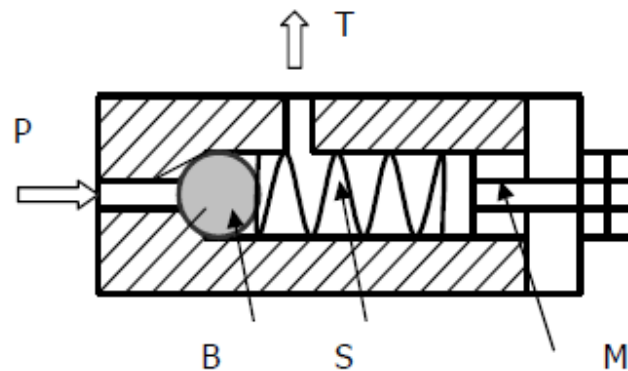
Katup yang dimaksud adalah katup dua lubang yang ada di dua posisi dengan *pilot pressure* (bola katup) yang dilengkapi dengan pegas tekan yang dapat di atur.

a. Fungsi katup pengaman

Adalah untuk mencegah jika terjadi beban lebih atau tekanan yang melebihi batas kemampuan rangkaian hidrolik. Tekanan yang berlebih akan mengakibatkan kerusakan dan kerugian diseluruh bagian sistem.

b. Konstruksi dan simbol

Ada beberapa macam konstruksi pada *relieve valve*. Konstruksi yang paling sederhana terdiri dari bola yang duduk pada badan dan ditekan oleh pegas tekan. Besarnya tekanan cairan hidrolik pada sistem diatur oleh baut pengatur yang menekan pegas. Bentuk konstruksi *relieve valve* seperti terlihat pada Gambar 2.13.



Gambar 2.13. Konstruksi *relieve valve* [14]

Keterangan :

P = Tekanan dari pompa

T = Aliran menuju ke tangki (*Reservoir*)

B = Bola Baja

S = *Spring* (Pegas)

M= Baut Pengatur

Unit Pengatur

a. Katup Pengarah (*Directional Control Valve = DCV*)

Katup (*valve*) adalah suatu alat yang menerima perintah dari luar untuk membuka, menutup atau mengarahkan cairan hidrolik yang melalui katup tersebut. Bentuk perintah terhadap katup ini ada beberapa cara antara lain:

- Cara mekanik
- Cara aliran pemandu (*fluid pilot signal*)
- Cara elektrik

Katup ini memiliki fungsi untuk mengontrol arah aliran dalam rangkaian dan menjalankan fungsi – fungsi *logic control*.

b. Simbol – simbol Katup Pengarah

Simbol adalah suatu cara untuk menggambarkan dan menjelaskan komponen pesawat hidrolik. Dengan simbol – simbol ini sirkuit jaringan hidrolik dapat dengan mudah digambarkan dan dibaca, seperti pada Tabel 2.3.

Tabel 2.3. Simbol Katup Penggerak [14]

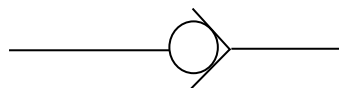
Simbul Katup	Penandaan Katup	Posisi Normal (Awal)	Simbul Katup	Penandaan Katup	Posisi Normal (Awal)
	2/2-way	Menutup		4/2-way	1 Pemasukan 1 Pembuangan
	2/2-way	Membuka		4/3-way	posisi tengah menutup
	3/2-way	Menutup		4/3-way	A & B posisi pembuangan
	3/2-way	Membuka		5/2-way	Ada 2 saluran pembuangan
	3/3-way	Menutup		6/3-way	Ada 3 posisi aliran

<http://margionoabdil.blogspot.com>

c. Jenis-jenis Katup Pengarah Khusus

1) *Check Valve*

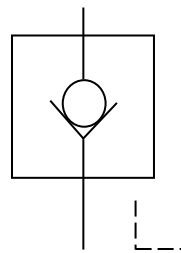
Check valve adalah katup untuk satu arah, artinya ia hanya dapat digunakan untuk aliran satu arah saja. *Check valve* dapat digunakan sebagai pengarah aliran dan juga sebagai pengontrol tekanan. Kebanyakan *tipe check valve* ini menggunakan mekanik, atau *poppet bola*, seperti pada Gambar 2.14.



Gambar 2.14. Simbol *Check Valve* [14]

2) *Pilot operated Check Valve*

Katup jenis ini dirancang untuk aliran cairan hidrolik yang dapat mengalir secara bebas pada satu arah dan menuju pada arah lawannya, kecuali ada tekanan cairan yang dapat membukanya. Katup jenis ini dapat digunakan pada rangkaian hidrolik yang memasang silinder penggeraknya atau *actuator* pada posisi tegak. Hal ini dimaksudkan untuk menghindari turunnya piston dengan cepat akibat kebocoran katup, beban dan gaya berat piston itu sendiri. Bentuk simbol *pilot operated check valve* seperti pada Gambar 2.15.



Gambar 2.15. Simbol *pilot operated Check valve* [14]

3) *Flow Control Valve*

Katup ini digunakan untuk mengatur kecepatan gerak piston. Biasanya *flow control* ini digunakan pada rangkaian hidrolik dengan *fix displacement pump* (jumlah alirannya tetap). Ada tiga cara yang mendasar dari pemasangan *flow control* sebagai pengontrol kecepatan pada alat bergerak yakni:

- *Meter in*
- *Meter out*
- *Bleed off*

Unit Penggerak (Actuator)

a. Fungsi Unit Penggerak

Fungsi *actuator* yaitu merubah tenaga dari fluida menjadi tenaga gerak (mekanik).

b. Macam – macam Unit Penggerak

Berdasarkan jenis dari perubahan tenaga yang dihasilkan, unit penggerak hidrolik ini dapat dibedakan atas:

1. Silinder Hidrolik (*linier actuator*).

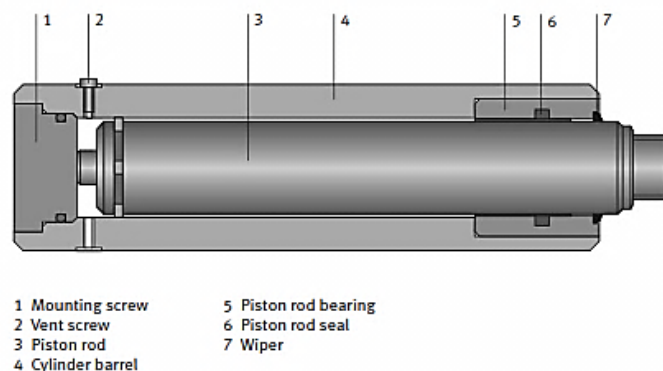
Silinder hidrolik ini memiliki dua sistem kerja, yaitu atas :

- Silinder Kerja Tunggal (*Single Acting Cylinder*)

Silinder ini dikategorikan tunggal (*Ram*) karena pada penggunaan cairan hidrolik hanya pada satu sisi torak saja.

1) Konstruksi

Dibawah ini Gambar 2.16. merupakan konstruksi kerja tunggal



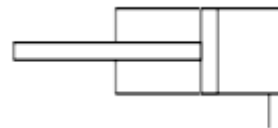
Gambar 2.16. Silinder kerja tunggal [15]

2) Cara Kerja

Didalam silinder kerja tunggal, hanya pada sisi piston yang disuplai dengan cairan hidrolik. Akibatnya silinder hanya

mampu melakukan gerakan satu arah saja. Untuk langkah balik, katup akiran cairan hidrolik yang menuju reservoir di buka sehingga piston akan turun karena beban atau pegas. Pemakaian silinder kerja tunggal ini biasanya digunakan pada dongkrak atau alat pembengkok pipa.

3) Simbol Silinder Kerja Tunggal, seperti pada Gambar 2.17.

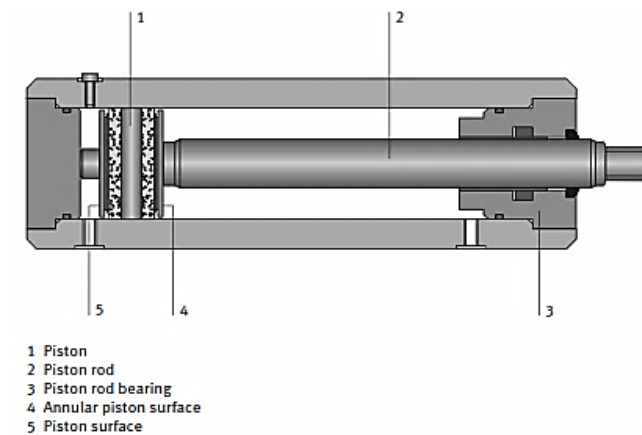


Gambar 2.17. Simbol silinder kerja tunggal [14]

- Silinder Kerja Ganda (*Double Acting Cylinder*)

1) Konstruksi

Seperti terlihat pada Gambar 2.18.



Gambar 2.18. Silinder kerja ganda [15]

2) Cara Kerja

Pada silinder kerja ganda, kedua permukaan piston dapat diberi tekanan. Oleh karena itu dimungkinkan untuk melakukan gerakan kerja dua arah. Persamaan yang

digunakan untuk menentukan besarnya gaya pada siliner adalah Persamaan 2.6. [15]:

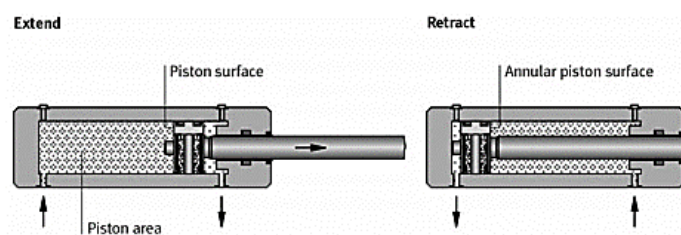
$$F = P \cdot A \quad (2.6.)$$

Dimana F = Gaya (N/m^2)

P = Tekanan (N)

A = Luas penampang piston (m^2)

Pada Gambar 2.19. menunjukkan cara kerja siliner ganda.



Gambar 2.19. Cara kerja silinder kerja ganda [15]

Pada Tabel 2.4. menunjukkan macam-macam silinder kerja ganda.

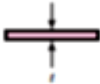
Tabel 2.4. Macam-macam silinder kerja ganda [15]

Designation	Description		Symbol
Differential cylinder	Area ratio 2:1 (piston surface: annular piston surface) piston return stroke twice as fast as advance stroke.		
Synchronous cylinder	Pressurised area of equal size. Advance and return speeds identical.		
Cylinder with end-position cushioning	To moderate the speed in the case of large masses and prevent a hard impact.		
Telescopic cylinder	Longer strokes.		
Pressure intensifier	Increases pressure.		
Tandem cylinder	When large forces are required and only small cylinder dimensions are possible.		

2.5. Belt

Pada Tabel dibawah ini ada beberapa karakteristik jenis *belt* yang dapat ditunjukkan dengan empat jenis dasar, seperti *crowned pulley* digunakan untuk jenis *belt* datar dan *grooved pulley* atau *sheaves* untuk jenis *belt* bulat dan *V belt*. Untuk jenis *timing belt* memerlukan *pulley* berbentuk roda gigi atau *sprocket*.

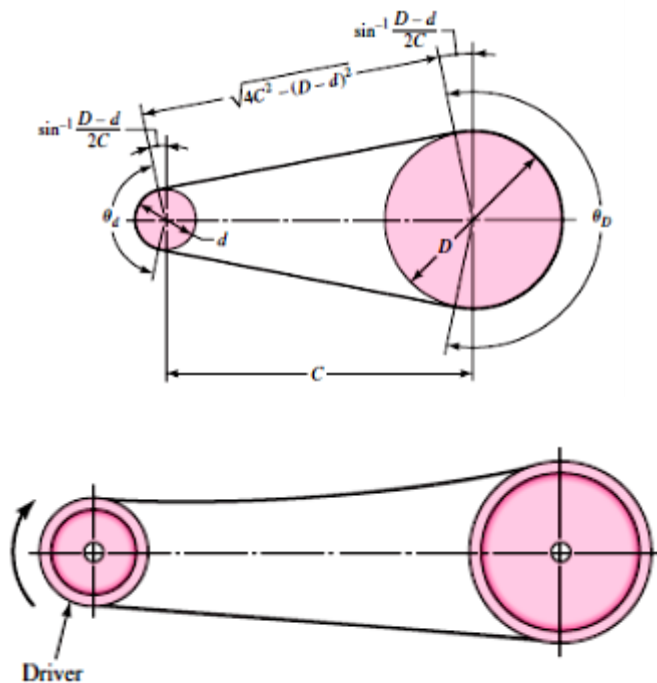
Tabel 2.5. Macam-macam jenis *belt* [16]

Belt Type	Figure	Joint	Size Range	Center Distance
Flat		Yes	$t = \begin{cases} 0.03 \text{ to } 0.20 \text{ in} \\ 0.75 \text{ to } 5 \text{ mm} \end{cases}$	No upper limit
Round		Yes	$d = \frac{1}{8} \text{ to } \frac{3}{4} \text{ in}$	No upper limit
V		None	$b = \begin{cases} 0.31 \text{ to } 0.91 \text{ in} \\ 8 \text{ to } 19 \text{ mm} \end{cases}$	Limited
Timing		None	$p = 2 \text{ mm and up}$	Limited

Tabel 2.5. Menunjukkan macam-macam jenis *belt* yang berkaitan dengan penggunaan *pulley*. Pada dasarnya sumbu *pulley* harus dipisahkan dengan jarak minimum tetap tergantung pada jenis dan ukuran *belt* untuk operasional biasa. Karakteristik lainnya pada *belt* adalah:

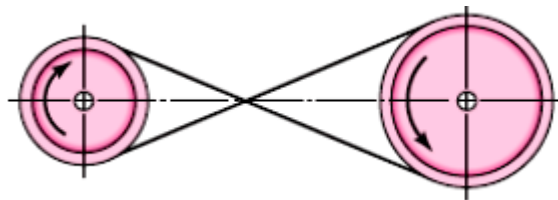
- Digunakan pada jarak titik pusat yang panjang.
- Kecuali untuk *timing belt*, ada beberapa *slip* dan *creep* dan juga perbandingan kecepatan sudut antara driving dan driven *shaft* adalah tidak konstan atau persis sama dengan rasio diameter *pulley*.
- Dalam beberapa kasus *tension pulley* atau yang diam dapat digunakan untuk mencegah penyesuaian pada jarak titik pusat yang biasanya di haruskan pada pemasangan *belt* baru atau lama.

Untuk mengetahui diameter *belt* diantara dua buah *pulley* dengan jarak yang sudah ditentukan dapat dilihat pada Gambar 2.20:



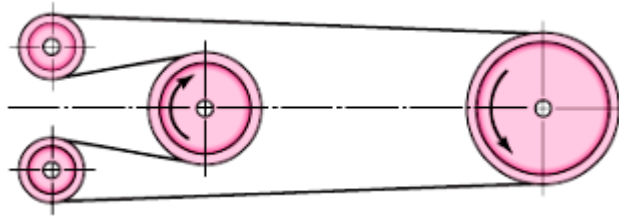
Gambar 2.20. Dua buah *pulley* yang dihubungkan oleh *belt* dengan arah putaran yang sejajar. [16]

Untuk arah putaran *pulley* yang berlawanan dapat dilihat pada Gambar 2.21.



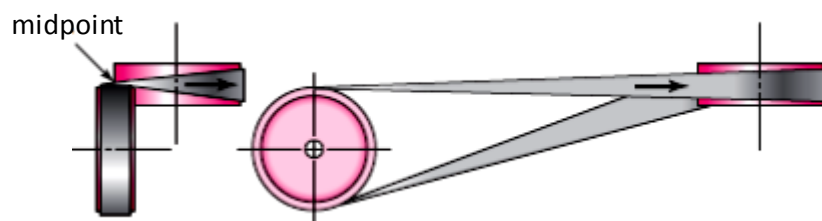
Gambar 2.21. Dua buah *pulley* yang dihubungkan oleh *belt* dengan arah putaran yang berlawanan dengan menyilangkan *belt* [16]

Untuk arah putaran *pulley* berlawanan tanpa menyilangkan *belt* dapat dilihat pada Gambar 2.22.



Gambar 2.22. Arah putaran yang berlawanan tanpa menyilangkan arah putaran *belt*. [16]

Sedangkan untuk sumbu putaran yang berbeda dapat dilihat pada Gambar. 2.23.

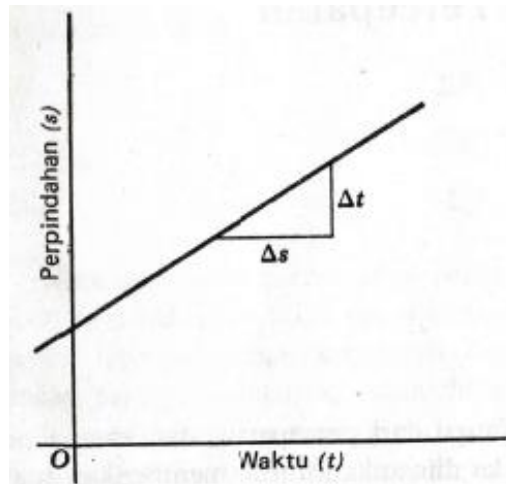


Gambar 2.23. Dua buah sumbu *pulley* dengan sumbu putaran yang berbeda [16]

2.6. Kecepatan dan Percepatan

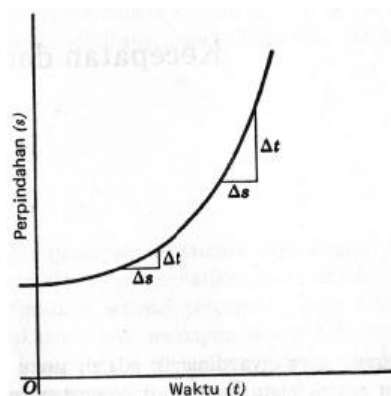
2.6.1. Kecepatan dan Percepatan Linier

Kecepatan didefinisikan sebagai laju perubahan atau jika ada perpindahan dipandang sebagai sebuah besaran vektor, maka kecepatan didefinisikan sebagai laju perubahan perpindahan. Jika sebuah titik bergerak dalam suatu bidang, maka gerakannya dapat dipandang sebagai hasil dari gerak dalam dua arah tertentu. Perubahan perpindahan (Δs) persatuan waktu adalah sama untuk suatu elemen waktu, atau $\Delta s/\Delta t$ adalah sebuah besaran konstanta. $\Delta s/\Delta t$, secara definisi adalah kecepatan; tetapi juga kemiringan kurva seperti pada Gambar 2.24.



Gambar 2.24. Grafik kecepatan konstan [17]

Jika laju perpindahan bukan suatu besaran konstanta, maka perubahan perpindahan, Δs , akan berbeda untuk elemen tertentu, Δt seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.25.



Gambar 2.25. Grafik kecepatan yang berubah-ubah [17]

Untuk menerapkan definisi kecepatan dalam hal ini harus mengambil limit dari $\Delta s/\Delta t$ pada saat Δt mendekati 0, yang dinyatakan dengan $\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta s}{\Delta t} = \frac{ds}{dt}$ yakni persamaan matematik untuk kemiringan kurva perpindahan – waktu.

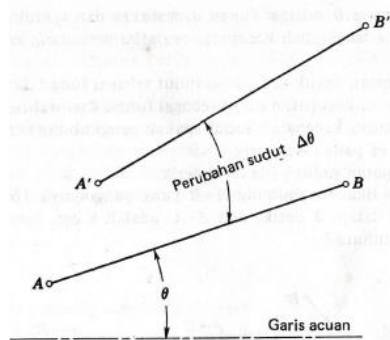
Dengan bentuk yang sama, percepatan didefinisikan sebagai laju sesaat perubahan kecepatan yang dapat dinyatakan dengan dv/dt , yang dapat juga mempresentasikan sebagai kemiringan kurva kecepatan – waktu. Karena

$ds/dt = v$, dan $dv/dt = a$, maka yang ketiga dapat diturunkan untuk percepatan [17] seperti pada Persamaan 2.7.

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{d\left(\frac{ds}{dt}\right)}{dt} = \frac{d^2s}{dt^2} \quad (2.7.)$$

2.6.2. Kecepatan dan Percepatan Sudut

Kecepatan sudut didefinisikan sebagai laju perubahan sudut, dinyatakan dengan $\omega = d\theta/dt$, dan percepatan sudut didefinisikan sebagai laju perubahan kecepatan sudut yang dinyatakan dengan $\alpha = d\omega/dt$. Atau kecepatan sudut ialah kemiringan kurva perpindahan sudut waktu. Untuk konsep kecepatan sudut dan percepatan sudut, perlu memperhatikan pusat perputaran untuk sebuah garis, karena dilibatkannya perubahan sudut.



Gambar 2.26. Laju perubahan kecepatan sudut [17]

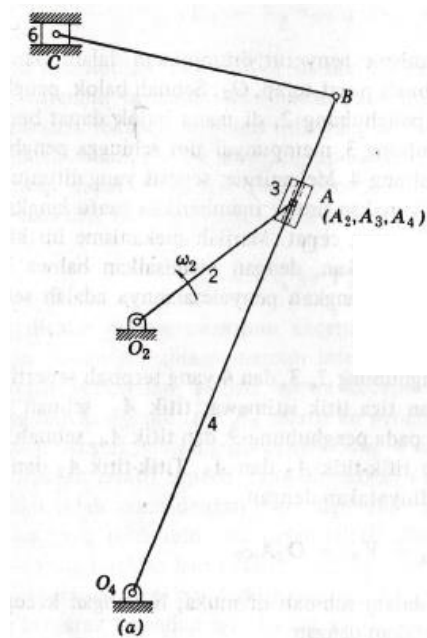
Hubungan kecepatan sudut dan percepatan sudut dapat dinyatakan dengan Persamaan 2.8.

$$a = \frac{d\omega}{dt} = \frac{d\left(\frac{d\theta}{dt}\right)}{dt} = \frac{d^2\theta}{dt^2} \quad (2.8.)$$

Kecepatan dan percepatan, baik linier maupun sudut adalah besaran-besaran vektor dan dapat dioperasikan selayaknya vektor – vektor gaya.

2.6.3. Mekanisme Penyerut

Sebuah susunan skematis mekanisme penyerut ditunjukkan pada Gambar 2.27.



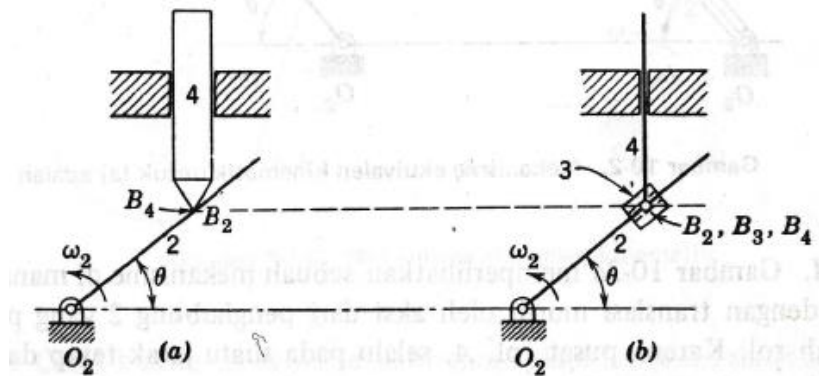
Gambar 2.27. Analisa kecepatan mekanisme penyerut [17]

Penghubung 2 berputar terhadap sebuah pusat tetap, O_2 . Sebuah balok penghubung 3 terpasang dengan pena pada ujung penghubung 2, di mana balok dapat berputar terhadap penghubung 2. Balok penghubung 3, mempunyai alur sehingga penghubung ini dapat meluncur di sepanjang penghubung 4. Mekanisme dalam bentuk yang termodifikasi digunakan untuk memberikan suatu langkah potong yang pelan dan suatu langkah balik yang cepat.

2.6.4. Mekanisme Ekuivalen

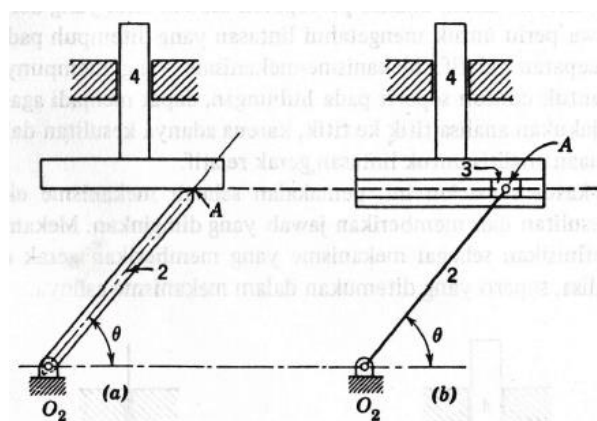
Mekanisme-mekanisme yang mempunyai permukaan rol atau luncur sebagai contoh seperti pada bubungan, dapat menjadi agak rumit penyelesaiannya jika dilakukan analisa titik ke titik karena sulit dalam

penentuan persamaan-persamaan analitis untuk lintasan gerak relatif. Pemakaian sebuah mekanisme ekuivalen dapat menghilangkan kesulitan. Mekanisme ekuivalen semacam ini didefinisikan sebagai mekanisme yang memberikan gerak identik dengan bagian yang dianalisa seperti yang ditemukan dalam mekanisme aslinya dapat dilihat pada Gambar 2.28.



Gambar 2.28. Mekanisme ekuivalen kinematik untuk (a) dan (b) [17]

Sebuah mekanisme ekuivalen yang dapat berubah konfigurasi dan proporsinya selama satu daur, dan perlu untuk membatasi ke satu mekanisme ekuivalen pada sesaat waktu. Gambar 2.9. adalah contoh lain bentuk mekanisme ekuivalen kinematik.



Gambar 2.29. Contoh bentuk lain mekanisme ekuivalen kinematik untuk

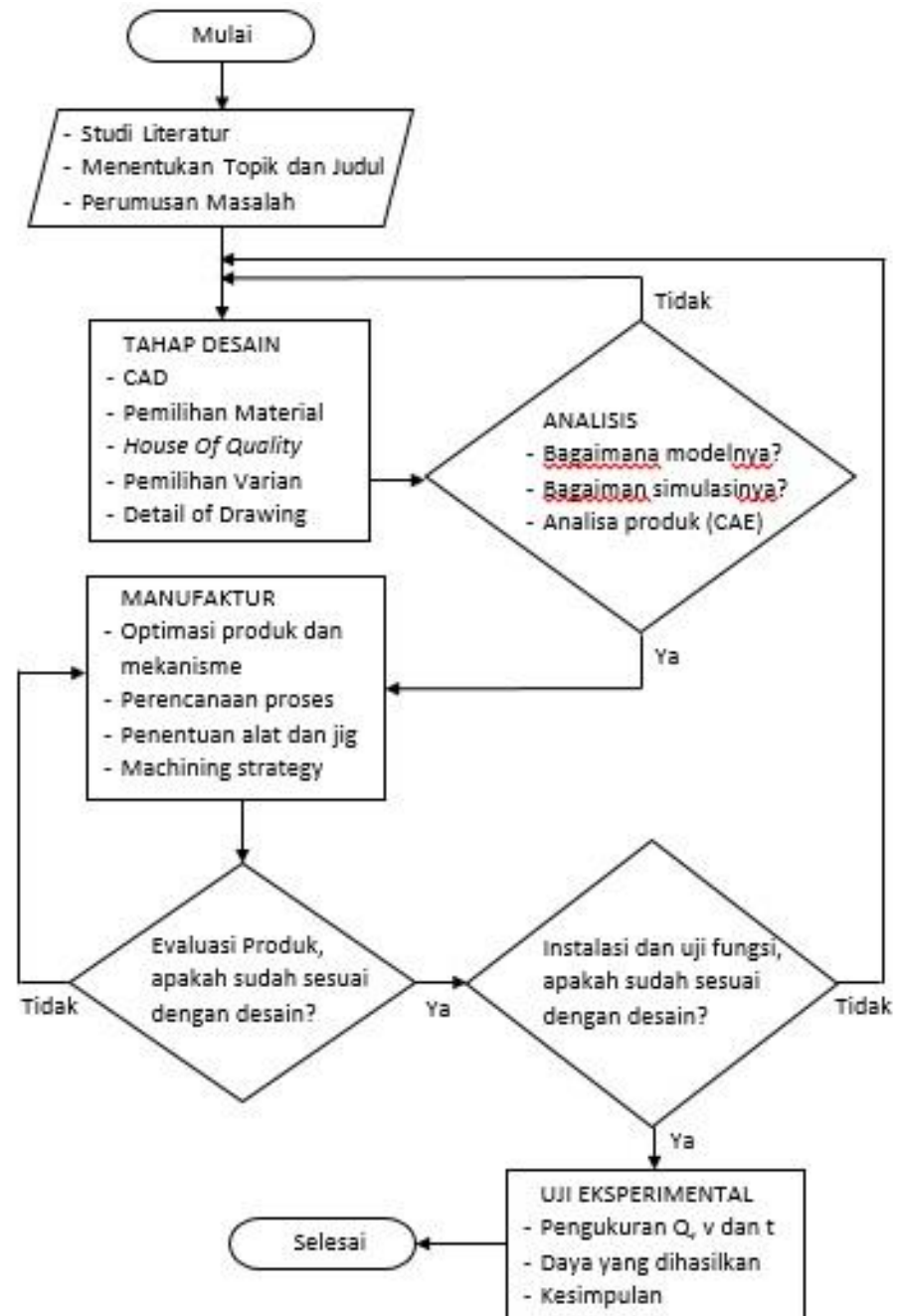
(a) adalah (b) [17]

BAB III

METODE PENELITIAN

3.1. Diagram Alir Penelitian

Pada penelitian ini proses urutan kerja yang dilakukan seperti terlihat pada Gambar 3.1. mengenai diagram alir penelitian.



Gambar 3.1. Diagram Alir Penelitian

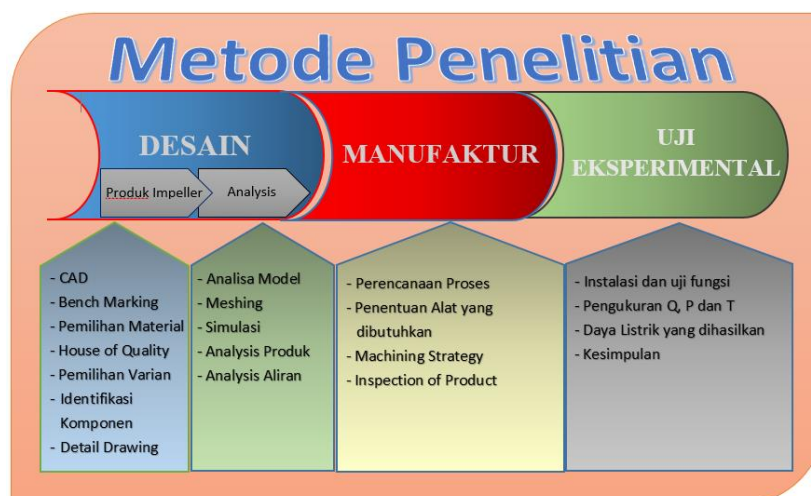
3.2. Design Requirement and Objectives

Yaitu urutan proses yang memenuhi dimensi, toleransi, hasil akhir permukaan dan spesifikasi lainnya yang ditetapkan oleh desain produk [18]. Untuk mendapatkan data-data tersebut dapat dilakukan dengan cara melakukan kajian pustaka dan riset langsung seperti kuisioner ataupun wawancara kepada orang-orang yang pernah menggunakan produk yang sejenis. Hasil dari kompilasi data dan kajian pustaka, kemudian dapat dijadikan sebagai acuan dalam merumuskan *design requirement and objectives*.

Untuk analisis *controllable blade impeller* ini, *design requirement*nya hampir sama seperti *impeller* pompa sentrifugal yang sudah ada yaitu Ebara 80 x 65 FSGA. Yang membedakannya adalah bentuk *blade* dan *shaft*nya. Hal ini dimaksudkan agar *blade impellernya* dapat digerakkan dengan katuator melalui bagian tengah *shaft*.

3.3. Tahapan Metode Penelitian

Pada penelitian ini ada beberapa tahapan yang dilakukan seperti diilustrasikan pada Gambar 3.2.



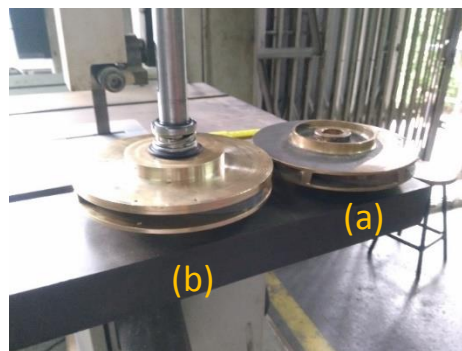
Gambar 3.2. Metode Penelitian

3.3.1. Desain produk

Yang dilakukan pada desain produk *Impeller* ini antara lain:

- a. *Bench Marking*, yaitu suatu aktivitas yang diawali dengan keinginan untuk melakukan suatu perubahan. Intinya adalah suatu tindakan yang disertai arah pemikiran yang meliputi identifikasi, mengukur, memahami, mempelajari *best practice*, membuat perubahan serta melakukan perbaikan untuk menjadi yang terbaik.

Dimensi dan bentuk yang di jadikan referensi untuk membuat desain *controllable blade impeller* adalah *impeller* yang terdapat pada pompa sentrifugal Ebara 80 x 65 FSGA. Yang dimodifikasi hanya bentuk *impeller* serta mekanismenya. *Impeller* yang *original* bentuk dan posisi *blade impeller* tetap dan hanya ada lubang untuk *shaft*. Sedangkan pada *controllable blade impeller*, terdapat mekanisme yang memungkinkan sudut *blade impeller* dapat berubah dan dikontrol melalui *shaft impeller*. Gambar 3.3. menunjukkan *impeller original* (a) dan dimodifikasi (b).



Gambar 3.3. *Impeller original* (a) dan *impeller* dengan *blade* yang dapat di kontrol (b)

- b. *House Of Quality* adalah proses pemahaman dari apa yang menjadi kebutuhan, keinginan dan ekspektasi pengguna yang dirangkum kedalam

matrik perencanaan produk. Proses Pengembangan produk berdasarkan metode QFD (*Quality Function Development*), dimana tahapannya seperti pada Gambar 3.4.



Gambar 3.4. Tahapan proses metode QFD

Pada tahap ini hanya sebatas pada tahap produksi dan pengujian produk saja, dan tidak sampai pada tahap pemasaran.

Pada Tabel 3.1. menunjukkan pernyataan misi produk yang akan dibuat

Tabel 3.1. Pernyataan Misi Produk

<i>Controllable Blade Impeller</i>	
Deskripsi produk	<i>Impeller</i> pompa sentrifugal yang dapat diatur dan dikontrol besaran sudut <i>blade</i> nya, meskipun <i>impeller</i> dalam keadaan berputar
Sasaran Bisnis Kunci	Produk segera diperkenalkan setelah selesai ujicoba, sehingga pada saat diproduksi diharapkan sudah mulai ada pesanan dari konsumen
	Harga tidak melebihi 40% dari harga pompa sentrifugal dengan <i>impeller</i> konvensional

	Memperoleh pangsa pasar 25% pada tahun depan
	Praktis dan efisien
Pasar Utama	Seluruh kalangan praktisi akademisi dan peneliti
Pasar Sekunder	Masyarakat umum
Asumsi-asumsi	<i>Blade impeller</i> dapat di ganti sesuai dengan kebutuhan
	Manggunakan tenaga penggerak hidrolik
	Hidrolik dapat diganti dengan motor elektrik
Pihak-pihak yang terkait	Pengguna
	Bagian produksi dan operasional

b.1) Identifikasi Kebutuhan Pengguna

Dalam mengidentifikasi kebutuhan pengguna ini dapat dilakukan dalam beberapa tahapan, antara lain:

- Mengumpulkan data mentah dari pengguna, hal ini dapat dilakukan dengan pelbagai cara, diantaranya : wawancara, observasi produk pada saat digunakan, ketersediaan barang dipasaran.
- Menginterpretasikan data mentah menjadi kebutuhan pengguna
- Mengorganisasikan kebutuhan menjadi hierarki
- Menetapkan kepentingan relatif setiap kebutuhan

Berdasarkan tahapan-tahapan diatas maka didapat pernyataan data mentah dari wawancara pelanggan yang dirangkum dalam Tabel dibawah ini, masing-masing mengenai “*Impeller* digunakan sebagai pompa dan turbin.”

Tabel 3.2. dan Tabel 3.3. merupakan pernyataan pengguna dan interpretasi kebutuhan *impeller* sebagai pompa dan *impeller* sebagai turbin.

Tabel 3.2. Data *impeller* sebagai pompa

Pernyataan Pengguna	Interpretasi Kebutuhan
Daya hisap dan semburan <i>impeller</i> sebagai pompa tidak dapat ditingkatkan kecuali jika daya motornya diganti lebih besar	<i>Impeller</i> yang dirancang harus mampu meningkatkan daya hisap dan semburan air tanpa mengganti daya motor yang lebih besar
Lebih menyukai <i>impeller</i> yang dapat diganti dengan mudah sesuai dengan daya hisap dan semburan yang diinginkan	Konstruksi <i>impeller</i> pompa harus dapat diganti dengan mudah sesuai kebutuhan
Dalam penggantian <i>impeller</i> suatu pompa biasanya akan membutuhkan waktu yang agak lama	Sama seperti diatas bahwa <i>impeller</i> harus dapat diganti dengan mudah dan cepat.

Tabel 3.3. Data *impeller* sebagai turbin

Pernyataan Pengguna	Pernyataan Kebutuhan
Sulit menentukan <i>impeller</i> yang cocok ketika digunakan sebagai turbin	<i>Impeller</i> harus memiliki sudut <i>blade</i> yang sesuai dengan kebutuhan saat digunakan sebagai turbin
Putaran <i>impeller</i> tidak sesuai dengan yang diharapkan ketika digunakan sebagai turbin	<i>Impeller</i> harus bisa digunakan sesuai kebutuhan ketika dijadikan sebagai pompa maupun digunakan sebagai turbin

Belum ada <i>impeller</i> yang cocok digunakan sebagai pompa dan juga cocok digunakan sebagai turbin	<i>Impeller</i> harus dirancang khusus agar cocok digunakan sebagai pompa dan juga cocok sebagai turbin
--	---

Dari beberapa data mentah hasil wawancara pengguna pompa *impeller*, dapat dijadikan pertimbangan untuk mengembangkan pompa sentrifugal yang digunakan sebagai *impeller* dengan sistem *controllable blade impeller* sebagai jawaban beberapa pernyataan diatas.

b.2) Spesifikasi Produk

Untuk *controllable blade impeller* yang akan dibuat, spesifikasinya dapat diterangkan dalam kerja yang mudah dimengerti untuk kebutuhan pengguna dan derajat kepentingan. Tabel 3.4. merupakan permintaan pengguna *blade impeller*.

Tabel 3.4. Permintaan *controllable blade impeller*

No	Produk	Permintaan Pengguna	Kepentingan
1	<i>Controllable blade impeller</i>	Fungsi utama sebagai pompa dan turbin	5
2	<i>Controllable blade impeller</i>	Cocok digunakan sebagai pompa dan turbin	3
3	<i>Controllable blade impeller</i>	Harga bersaing dengan produk yang hampir sejenis	4
4	<i>Controllable blade impeller</i>	Mudah dalam pengoperasian	3

5	<i>Controllable blade impeller</i>	Mudah dalam pemeliharaan dan perawatan	3
6	<i>Controllable blade impeller</i>	<i>Spare part</i> mudah di dapat	2

Tabel 3.5. merupakan tanggapan dari pembuat *impeller*.

Tabel 3.5. Tanggapan dari pembuat *impeller*

No	Kebutuhan	Tanggapan Engineer	Kepentingan
1	10	Memiliki fitur multifungsi	4
2	3	Model disesuaikan dengan rumah <i>impeller</i> (pompa)	4
3	3	Terpisah antara pompa dengan motor penggerak	3
4	7	Harga material dan komponen murah	2
5	8	Mudah di bongkar pasang	5

Berdasarkan permintaan pengguna dan jawaban manufaktur (*engineer*), akan didapat bentuk *House Of Quality* terlihat seperti pada Gambar 3.5.

1. Kriteria *musts*, yaitu kriteria yang harus dipenuhi dalam perancangan, meliputi:

- Mekanisme dapat menghasilkan sudut *blade impeller* pada masing-masing *blade impeller* yang sama besar diukur satu referensi ketika poros *impeller* dalam keadaan berputar.
- Mekanisme dapat mengukur sudut *blade impeller* yang diinginkan dimana besar maksimum sudut *blade impeller* dibuat antara 9^0 sampai 23^0 .
- Mekanisme pengatur *Controllable Blade Impeller* yang mampu keterulangannya baik.
- Aman bagi operator dan lingkungan kerja.

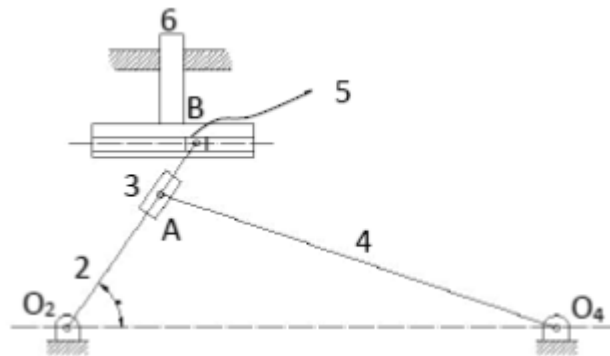
2. Kriteria *wants*, yaitu kriteria yang diharapkan dipenuhi dalam perancangan, meliputi:

- Mudah pengoperasian.
- Mudah dalam perakitan.
- Mudah dalam perawatan dan perbaikan.

Setelah dirasa cukup memiliki referensi yang dibutuhkan, maka dimulailah dengan membuat sketsa rancangan sebuah *impeller* dengan dimensi *impeller* yang sudah ada agar dapat diaplikasikan pada pompa sentrifugal yang ada.

Agar bisa dilakukan perubahan sudut *blade impeller*, maka harus di rancang mekanisme perubahan sudut *blade impellernya*. Perubahan sudut pada *blade impeller* sentrifugal dapat mengacu pada mekanisme perubahan sudut *pitch propeller*. Untuk menggerakkan *blade impeller*

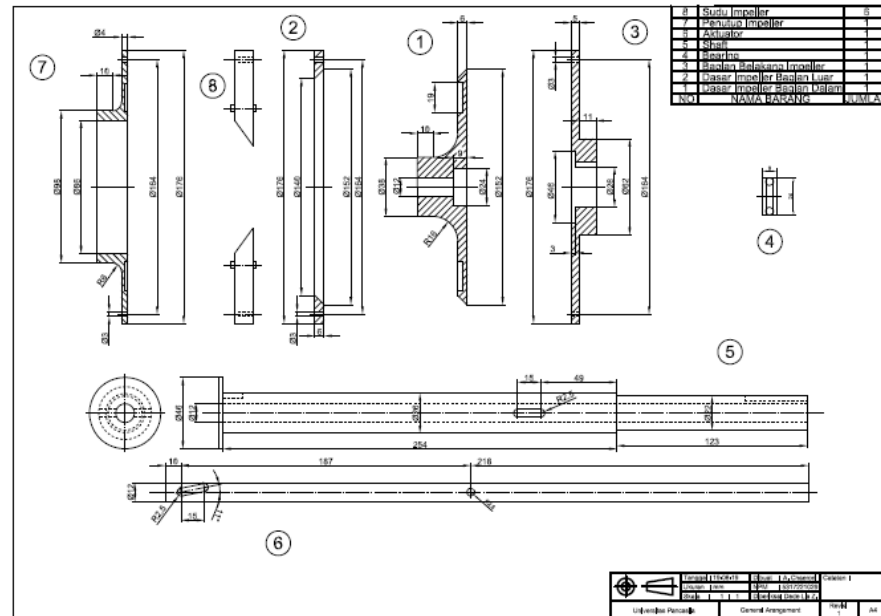
sentrifugal, perlu dibuat mekanisme khusus sehingga *blade impeller* dapat dikontrol besaran sudutnya meskipun *impeller* dalam keadaan berputar.



Gambar 3.6. Mekanisme penyerut perubahan sudut *blade impeller*

Mekanisme penyerut pada Gambar 3.6. tersebut menggambarkan cara kerja *blade impeller* yang dapat diubah sudutnya. Titik A merupakan komponen penyerut yang bekerja pada lintasan batang 2, dan batang 4 merupakan posisi kemiringan *blade impeller*. Titik 3 merupakan engsel pertemuan antara batang 2 dan batang 4. Titik 5 adalah pertemuan antara batang 2 dengan batang 6 dan titik B adalah lintasan penyerut (*sliding*) pada batang 6. Mekanisme perubah sudut *blade impeller* yang paling mendasar adalah tuas aktuator yang berada didalam *shaft impeller*, yang berfungsi untuk merubah besaran sudut *blade impeller*.

Pada umumnya *shaft impeller* berbentuk bulat dengan material yang pejal, sedangkan pada desain kali ini *shaft impeller* dibuat berongga untuk memberi ruang aktuator melalui bagian tengah *shaft*. Dengan kata lain *shaft impeller* menjadi dua bagian yaitu: 1. Untuk memutar *impeller* dan yang ke 2 menggerakkan sudut *impeller* namun dapat berputar sesuai dengan putaran *impeller*.



Gambar 3.7. Desain mekanisme *Controllable Blade Impeller*

Secara umum agar *blade impeller* dapat berubah besaran sudutnya maka *base impeller* harus bisa bergerak seperti pada Gambar 3.7. menunjukkan terjadi pemisahan antara *inner base impeller* dan *outer base impeller*, untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada lampiran. Konsep selanjutnya membuat mekanisme alternatif perubah sudut *blade impeller* pada *base impeller*, kemudian dibandingkan konsep yang satu dengan yang lainnya untuk menentukan konsep perancangan yang terbaik. Berikut dibawah ini akan diuraikan beberapa alternatif mekanisme perubah sudut *blade impeller*.

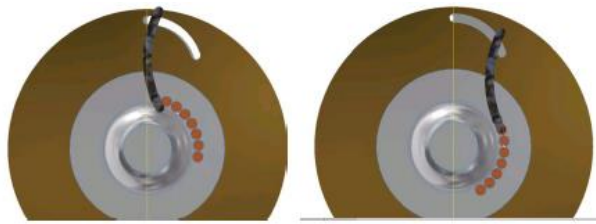
3.3.1.1. Alternatif Perancangan *Controllable Blade Impeller*

3.3.1.1.1. Alternatif I

Perubahan sudut *blade impeller* pada alternatif yang I ini adalah pada bidang *inner base impeller* dan *outer base impeller* memiliki alur lintasan pergerakan *blade impeller*. Sehingga ketika bagian *inner base*

impeller berputar untuk bergeser merubah posisi maka, *blade* akan mengikuti pergerakan *inner base impeller*. Selain mengikuti alur pada *inner base impeller*, pada sisi *blade* yang satunya juga bergerak mengikuti alur yang terdapat pada *outer base impeller*.

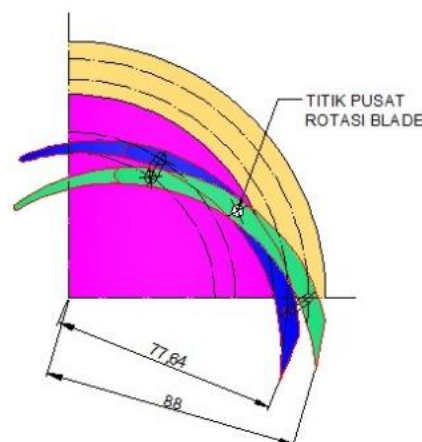
Berikut pada Gambar 3.8. adalah konsep alur perubahan sudut *blade impeller* pada bagian *inner base impeller* dan *outer base impeller*.



Gambar 3.8. Konsep alternatif I mekanisme perubahan sudut *blade impeller*

3.3.1.1.2. Alternatif II

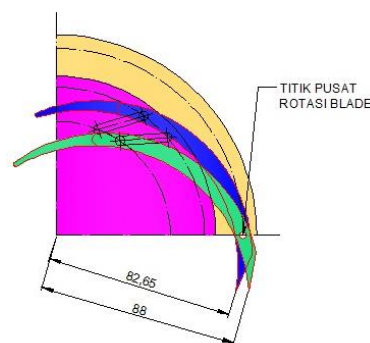
Konsep perancangan berikutnya adalah saat *inner base impeller* digerakkan, maka *blade impeller* akan berubah sudutnya. Titik pusat rotasi *blade impeller* berada di bagian tengah *blade impeller*, sehingga dibagian *root* dan *tip blade impeller* juga ikut bergerak. Konsep ini dapat dilihat pada Gambar 3.9.



Gambar 3.9. Perubahan titik sudut *blade impeller* berada di tengah

3.3.1.1.3. Alternatif III

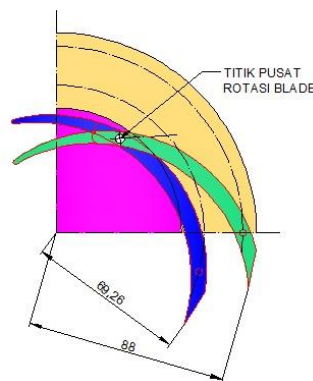
Konsep perancangan selanjutnya pada Gambar 3.10. adalah pergerakan sudut *blade impeller* sama seperti pada konsep sebelumnya, namun yang menjadi perbedaan adalah titik pusat rotasi pada *blade impeller* berada di bagian *tip blade impeller*. Sehingga yang bergerak mengikuti alur pergerakan *inner base impeller* hanya bagian *root* saja, karena dibagian *tip blade impeller* hanya sebagai titik rotasi saja.



Gambar 3.10. Perubahan titik sudut *blade impeller* berada di *tip*

3.3.1.1.4. Alternatif IV

Konsep perancangan pada Gambar 3.11. adalah titik pusat rotasi *blade impeller* berada dibagian *root impeller*. Sehingga jika *inner base plate impeller* di gerakkan maka bagian *root* akan bergerak mengikuti alur gerakannya. Pada konsep ini *range* sudut akan menjadi lebih besar.



Gambar 3.11. Perubahan titik sudut *blade impeller* berada di *root*

Setelah dibuat beberapa alternatif desain pergerakan *controllable blade impeller*, maka langkah berikutnya adalah evaluasi kriteria desain untuk menentukan desain yang terbaik untuk proses tahap selanjutnya, seperti pada Tabel 3.6.

Tabel 3.6. Penilaian kriteria desain *impeller*

Kriteria	Alternative			
	I	II	III	IV
Mudah dalam pengoperasian	-	-	+	+
Mudah dalam pengoperasian	S	S	S	S
Mudah dalam perakitan	+	+	+	-
Murah dalam perakitan	+	+	+	+
Mudah dalam perawatan	+	+	+	+
Murah dalam perawatan	+	+	+	+
Mudah dalam perbaikan	+	+	+	+
Murah dalam perbaikan	+	+	+	+

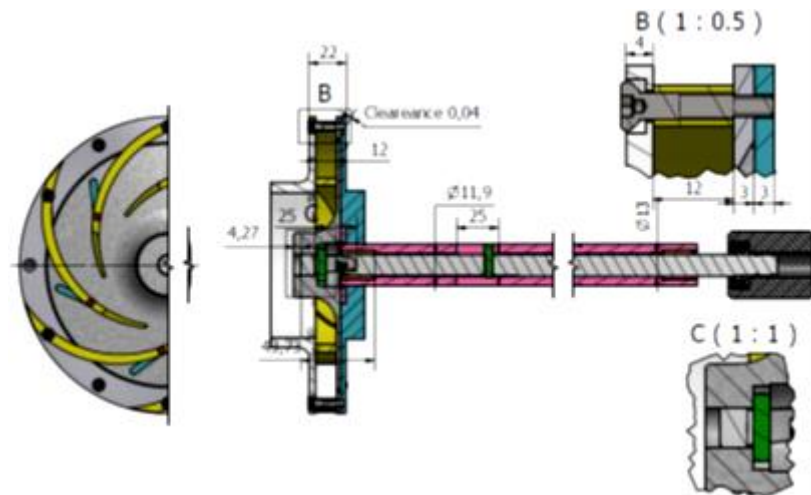
Jumlah +	6	6	7	6
Jumlah -	1	1	0	0
Jumlah S	1	1	1	1

3.3.1.2. Pemilihan Material

Hal ini dilakukan agar didapat jenis material yang paling sesuai dengan rencana produk yang akan dibuat. Sesuai dengan tinjauan pustaka yang telah disampaikan pada bab I dijelaskan bahwa material yang cukup baik digunakan sebagai *impeller* adalah kuningan. Sehingga material yang digunakan pada penelitian ini yaitu kuningan.

3.3.1.3. Detail Drawing

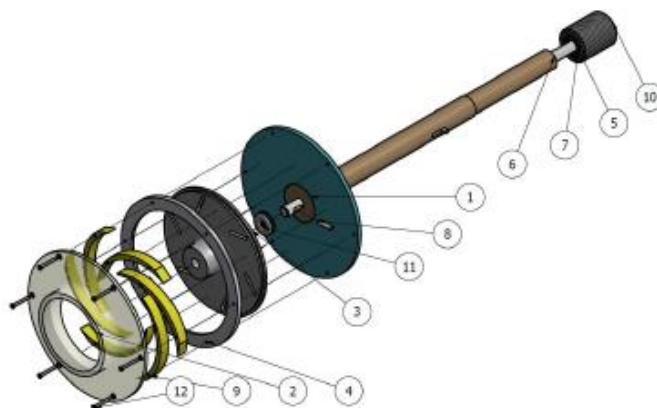
Gambar 3.12. merupakan Gambar yang dibuat secara terperinci sesuai dengan hasil akhir pemilihan komponen dan tata letaknya beserta sistem dan material yang sudah diputuskan, secara rinci dapat dilihat pada lampiran.



Gambar 3.12. Detail drawing controllable blade impeller

3.3.1.4. Analisis desain

Berdasarkan detail drawing yang sudah dibuat seperti pada Gambar 3.12. untuk analisis model perlu di buat gambar 3 Dimensi sebelum dibuatkan modelnya, seperti terlihat pada Gambar 3.13.



Gambar 3.13. Komponen controllable blade impeller dalam bentuk 3D

Keterangan komponen:

1. Landasan belakang *impeller*
2. Penutup *impeller*
3. Landasan dalam *impeller*
4. Landasan luar *impeller*
5. Aktuator *shaft*
6. *Sliding Bearing*
7. *Pin*
8. *Blade impeller*
9. Gagang / tuas
10. Aktuator
11. *Thrust Bearing*
12. Baut pengikat

3.3.1.5. Analisis Model

Tahap ini merupakan pemahaman suatu model, sehingga akan lebih mudah dalam menentukan permasalahan dan mencari solusinya. Setelah desain *controllable blade impeller* dirasa cukup baik, selanjutnya adalah pembuatan *mock up* atau model dengan skala 1 : 1 menggunakan material *polymer* dan pada bagian *cap impeller* menggunakan material akrilik agar perubahan sudutnya terlihat ketika aktuator *shaftnya* digerakkan maju ataupun mundur. Pembuatan model ini bertujuan untuk mengetahui cara kerja serta kekurangan pada bentuk *impeller* secara aktual dan mengurangi resiko kegagalan ketika membuat *impeller* dengan material sesungguhnya, seperti pada Gambar 3.14.



Gambar 3.14. Pembuatan *blade impeller* dengan 3D Printing

Gambar 3.15 adalah proses pembuatan *mock up cap impeller*



Gambar 3.15. Pembuatan *mock up cap impeller*

Mock up yang sudah jadi dapat dilihat seperti pada Gambar 3.16



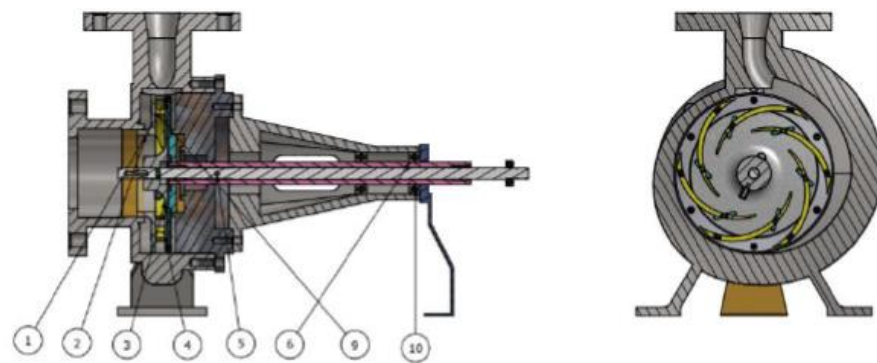
Gambar 3.16 *Mock up controllable blade impeller*

3.3.1.6. Simulasi

Dengan menggunakan program komputer seperti inventor, maka pergerakan mekanisme *controllable blade impeller* dapat diketahui.

3.3.1.7. Analisis Produk

Yaitu tahapan ketika produk yang sudah didesain di kemudiam analisa kesesuaian bentuk dan dimensi produk yang akan dibuat. Pada penelitian ini, produk yang dipilih untuk di modifikasi *impeller* dari pompa sentrifugal Ebara 80x65 FSGA. Gambar 3.17 adalah kesesuaian dimensi *impeller* yang sudah dimodifikasi dengan rumah pompa.



Gambar 3.17. *Controllable Blade Impeller* saat terpasang pada rumah pompa

Keterangan:

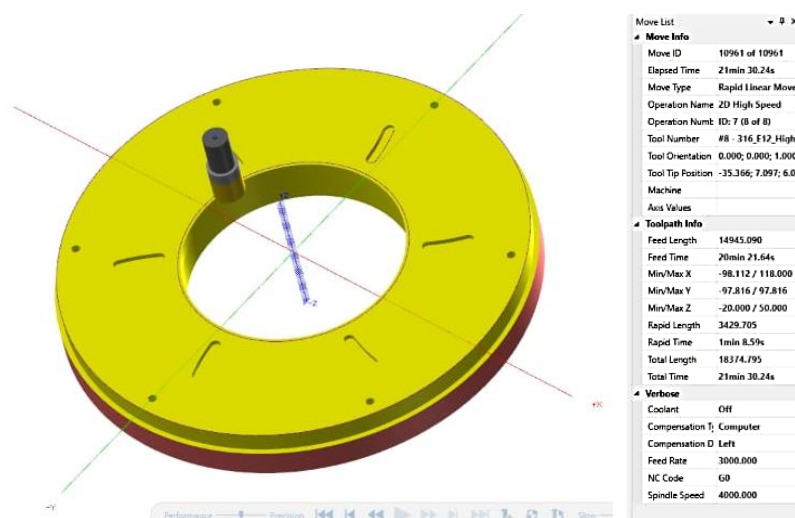
1. *Controllable blade back base*
2. *Controllable blade caps*
3. *Controllable blade inner base*
4. *Controllable blade outer base*
5. *Controllable blade shaft actuator*
6. *Controllable blade shaft*

7. *Pin sliding*
8. Rumah Ebara 80x65 FSGA
9. *Controllable blade* R68
10. *Bearing* 6005-RS2

3.3.2. Manufaktur

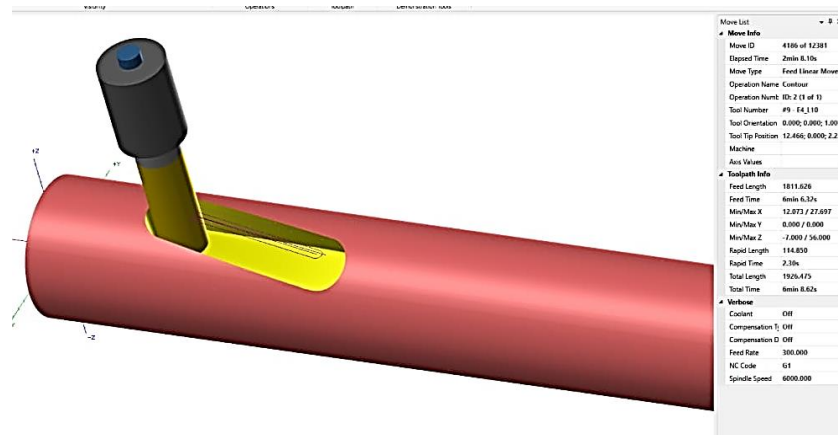
3.3.2.1. Perencanaan Proses

Adalah fungsi didalam proses manufaktur yang menetapkan proses dan parameter apa yang akan digunakan untuk merubah material bahan baku menjadi suatu produk yang didahului dengan adanya gambar teknik. Dalam proses pengerjaannya, beberapa komponen hanya dapat dilakukan dengan menggunakan mesin CNC karena faktor presisi dan kompleksitas. Untuk melakukan permesinan ke proses CNC maka diperlukan pembuatan program CAM menggunakan program Master CAM 2019 untuk masukan mesin milling. Simulasi CAM di tunjukkan pada Gambar 3.18.



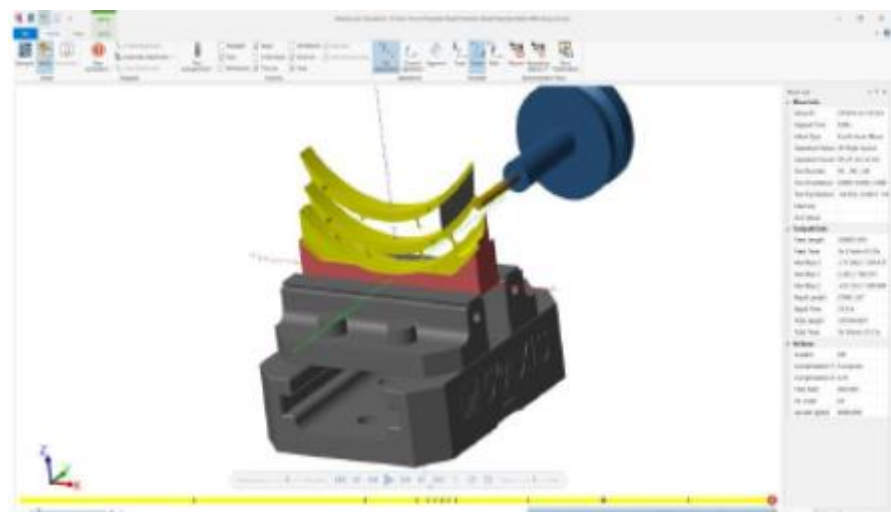
Gambar 3.18. Simulasi CAM pembuatan *cap impeller*

Gambar 3.19 adalah simulasi CAM pembuatan *helix slot* sebelum di produksi



Gambar 3.19. Simulasi CAM pembuatan *helix slot*

Gambar 3.19 merupakan simulasi CAM pembuatan *blade impeller* sebelum di produksi



Gambar 3.20. Simulasi CAM pembuatan *blade impeller*

3.3.2.2. Penentuan Alat

Tujuan dari penentuan alat adalah agar proses produksi tidak terhambat karena kesalahan penggunaan alat atau kekurangan alat.

3.3.2.3. Inspeksi

Yaitu suatu kegiatan pemeriksaan yang dilakukan secara seksama terhadap suatu produk yang dihasilkan, hal ini untuk menilai kesesuaian dengan standard atau aturan yang telah ditetapkan padanya.

3.3.3. Uji Eksperimental

Pengujian dilakukan untuk memastikan bahwa seluruh komponen yang ada di rakit dengan benar dan siap dijalankan sesuai dengan fungsi yang diinginkan. Selama proses pengujian akan dilakukan pengukuran untuk mengetahui kemampuan perubahan sudut *blade impeller* yang digerakkan oleh hidrolis ketika *impeller* sedang berputar, besaran putaran *impeller*, voltase dan Arus listrik yang dihasilkan oleh generator yang di gerakkan oleh Pompa sebagai Turbin.

BAB IV

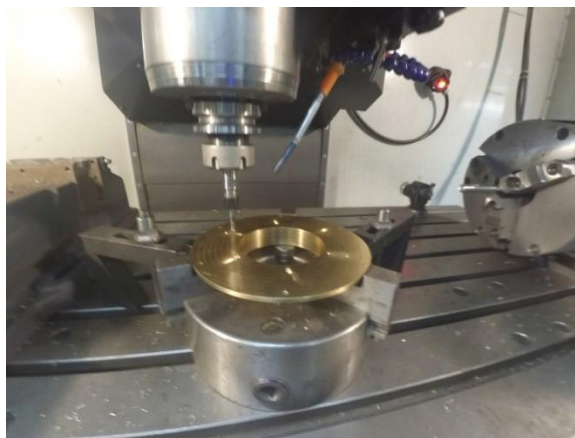
HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1. Proses Manufaktur *Controllable Blade Impeller*

Ketika pembuatan *mock up* selesai, maka tindakan selanjutnya adalah proses manufaktur untuk beberapa komponen *imppelller*, seperti *blade impeller*, *cap impeller*, *inner base impeller*, *outer base impeller* dan *back base impeller*. Dibawah ini pada Gambar 4.1. dan Gambar 4.2. adalah proses manufaktur komponen berupa *shaft* dan *cap impeller*.

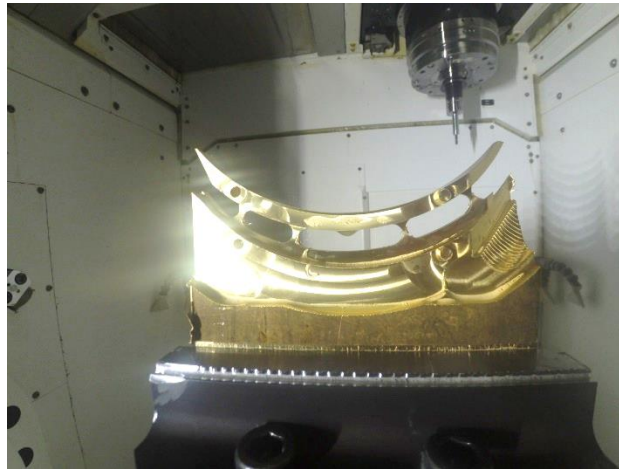


Gambar 4.1. Proses pembuatan *shaft* aktuator



Gambar 4.2. Proses pembuatan *cap impeller*

Gambar 4.3. dan Gambar 4.4. merupakan proses pembuatan *blade impeller*



Gambar 4.3. Proses pembuatan *blade impeller*



Gambar 4.4. *Blade impeller* yang sudah selesai di manufaktur

4.1.1. Parameter Proses Manufaktur *Shaft Aktuator*

Proses manufaktur untuk pembuatan *shaft actuator* dengan menggunakan mesin bubut. Parameter pemotongan pada proses pembubutan meliputi: kecepatan potong (*Cutting speed – Cs*), kecepatan putaran mesin, kecepatan pemakanan (*Feed – F*) dan kedalaman potong (*depth of cut*)[20]. Diameter *shaft actuator* adalah 12 mm, *depth of cut* 0,5 mm, kecepatan putar mesin

1.200 rpm. Maka untuk mengetahui *cutting speed* bisa menggunakan Persamaan 4.1. [20] :

$$CS = \frac{\pi d n}{1000} \quad (4.1.)$$

$$CS = \frac{3,14 \cdot 12 \cdot 1200}{1000} = 45,22 \text{ m/menit}$$

Sedangkan untuk mengetahui Kecepatan Pemakanan (F) dapat menggunakan Persamaan 4.2. [20] :

$$F = f \cdot n \quad (4.2.)$$

Simbol *f* adalah besarnya pemakanan atau bergesernya pelat (mm/putaran) dan *n* adalah putaran mesin sebesar 1.200 rpm dan *f* sebesar 0,2 mm. Besarnya kecepatan pemakanan adalah $F = 0,2 \text{ mm} \times 1.200 = 240 \text{ m/menit}$.

4.1.2. Parameter Proses Manufaktur *Blade Impeller*

Pembuatan *blade impeller* menggunakan peralatan mesin *milling*. Adapun parameter yang digunakan sama seperti pada bagian *base impeller* maupun *cap impeller*.

4.2. Proses Perakitan *Controllable Blade Impeller*

Setelah *controllable blade impeller* selesai di manufaktur berdasarkan rancangan yang telah dibuat, langkah selanjutnya perakitan masing-masing komponen *impeller* agar dapat digunakan sebagai seperti *impeller* pada umumnya. Yang menjadi perbedaan adalah proses pemasangan *impeller* dan *shaft*. Jika pada pompa sentrifugal ingin memasang dan melepas *shaft* dari rumah pompa dilakukan dari belakang pompa. Sedangkan pada pompa sentrifugal *controllable blade impeller*, memasang dan melepas *shaft* dilakukan dari depan pompa.

Berikut urutan ketika ingin memasang *shaft* dan *controllable blade impeller* pada rumah pompanya:

1. Membuka *cover volut* pompa sentrifugal bagian depan seperti Gambar 4.5.



Gambar 4.5. *Volut* penutup pompa sentrifugal

2. Membuka *bearing cover* pompa bagian belakang pompa, seperti pada Gambar 4.6.



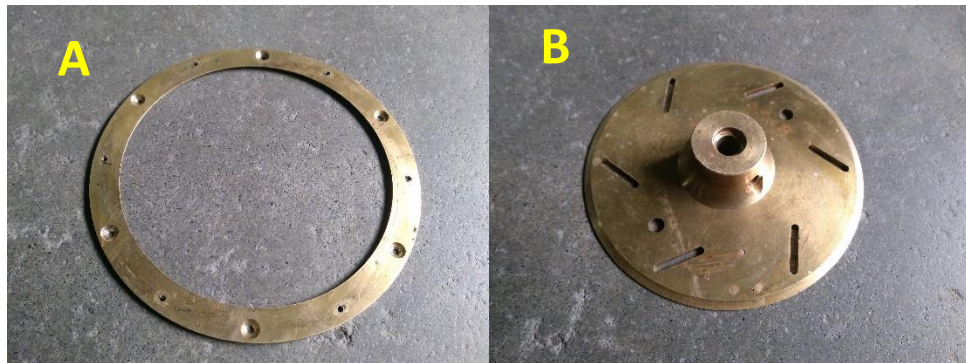
Gambar 4.6. *Bearing cover*

3. Memasang *base impeller* dengan *shaft impeller*, seperti Gambar 4.7.



Gambar 4.7. *Base impeller* yang terpasang pada *shaft impeller*

4. Memasang *outer dan inner base impeller* pada *base impeller* bagian belakang seperti pada Gambar 4.8. dan Gambar 4.9. adalah yang terpasang.



Gambar 4.8. *Outer base impeller* (A) dan *Inner base impeller* (B)



Gambar 4.9. *Outer dan inner base impeller* yang sudah terpasang

5. Masukkan *mechanical seal* pada *shaft* kemudian dorong hingga menempel pada dinding belakang *impeller*
6. Masukkan *shaft* kedalam rumah pompa sentrifugal melalui bagian depan hingga menembus kebelakang, seperti pada Gambar 4.10.

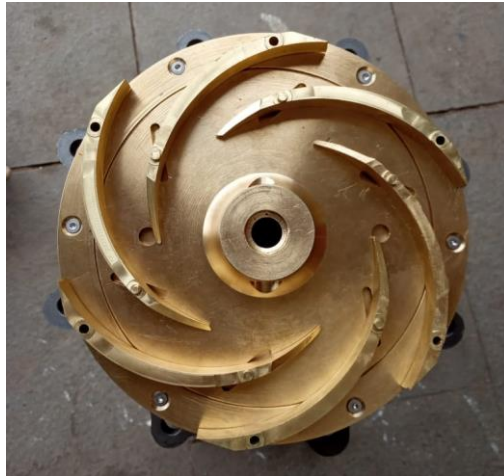


Gambar 4.10. *Base Impeller* yang dimasukkan kedalam pompa

7. Masukkan *bearing* pada *shaft impeller* melalui *shaft* bagian belakang lalu beri *spacer* diantara dua buah *bearing* pada rumah pompa.
8. Setelah *spacer* masuk lalu masukkan *bearing* kedua lalu kunci dengan *snap ring* pada bagian belakang *bearing* kedua.
9. Setelah kedua *bearing* terpasang dengan baik, selanjutnya *cover* pompa sentrifugal bagian belakang dipasang kembali.
10. Kemudian pompa diberdirikan dengan posisi *impeller* berada diatas.
11. Setelah itu masukkan batang aktuator untuk pergerakan *blade impeller*, kemudian di *adjust* besaran sudut *blade impellernya*.
12. Pada bagian depan batang aktuator terdapat alur yang berbentuk sedikit melingkar yang berfungsi untuk memutar *base impeller* bagian dalam. Kemudian jika alurnya sudah sesuai dengan posisi lubang *spi* pada *base impeller* bagian dalam, lalu pasang *spi* dengan baut tanam L ukuran M5x20.
13. Pasang juga baut *spi* di bagian tengah *shaft* yang berfungsi sebagai penahan aktuator agar turut berputar mengikuti putaran *shaft*.
14. Setelah aktuator terpasang dengan baik pada *shaft* dan juga terhubung oleh *base impeller* bagian dalam, langkah selanjutnya adalah memasang *blade impeller* pada *base impeller*. Cara pasang dapat dilihat pada Gambar 4.11.



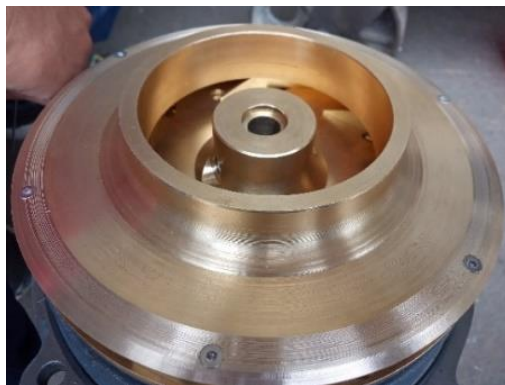
Gambar 4.11. Pemasangan *blade impeller* yang dapat di kontrol



Gambar 4.12. *Blade impeller* yang sudah selesai dipasang

Pada Gambar 4.12. menunjukkan *blade impeller* yang sudah terpasang pada *base impeller*.

15. Jika *blade impeller* sudah terpasang dengan susunan yang rapi seperti Gambar 4.12. selanjutnya adalah memasang *cap impeller*, seperti pada Gambar 4.13.



Gambar 4.13. *Impeller* dengan sudut *blade impeller* yang dapat di kontrol

16. Tahap selanjutnya adalah memasang penutup *volut* pompa bagian depan, lalu kencangkan dengan baut.
17. Pompa sentrifugal dengan sudut *blade impeller* yang dapat di kontrol, siap untuk digunakan.

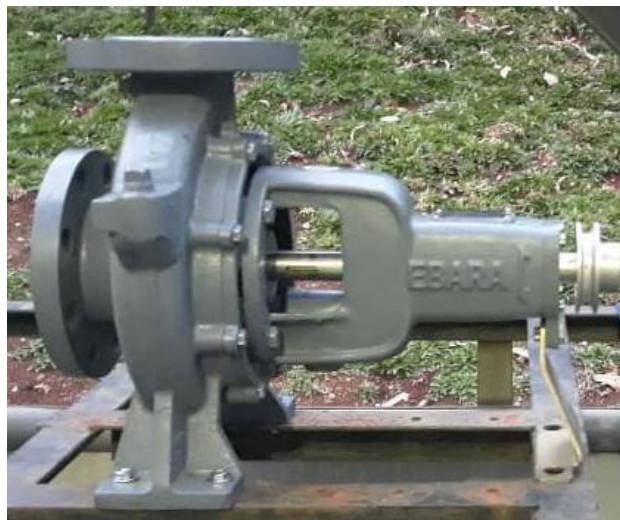
4.3. Proses Instalasi Pompa Sebagai Turbin dengan *Controllable Blade Impeller*

4.3.1. Peralatan yang digunakan untuk penelitian

Sebelum memulai instalasi pompa sebagai turbin, sebaiknya di periksa terlebih dulu kelengkapannya selain pompa dan motor sebagai komponen utama. Secara rinci berikut ini akan disebutkan satu persatu komponennya, yaitu antara lain:

1. Pompa Sentrifugal

Jenis dan merk pompa sentrifugal yang digunakan sebagai turbin bisa menggunakan merk dan jenis apa saja, hanya saja pada penelitian ini jenis pompa yang digunakan adalah pompa sentrifugal merk Ebara type 80 x 65 FSGA. Seperti pada Gambar 4.14.



Gambar 4.14. Pompa Sentrifugal

2. Motor listrik

Motor listrik induksi seperti pada Gambar 4.15 yang akan digunakan sebagai generator ketika pompa sentrifugal digunakan sebagai turbin adalah motor listrik dengan spesifikasi sebagai berikut:

<i>Merk</i>	: BOLOGNA
<i>Type</i>	: BLY-100L1-4
<i>Speed</i>	: 1.420 rpm
<i>Voltage</i>	: 220 V
<i>Frequency</i>	: 50 Hz
<i>Insulation</i>	: Class F
<i>Protection</i>	: IP 55
<i>Mounting</i>	: B3
<i>Gross Weight</i>	: 21 kg

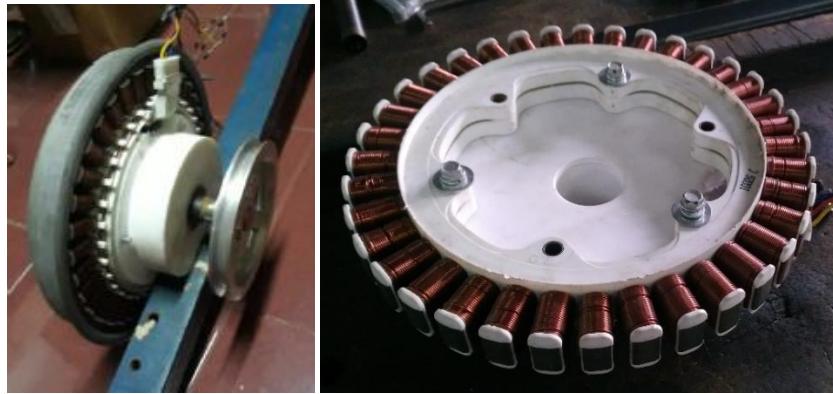


Gambar 4.15. Motor Listrik Induksi yang digunakan sebagai generator

Pada pelaksanaannya ditemukan kendala bahwa motor listrik yang digunakan sebagai generator tidak menghasilkan listrik dengan baik kemudian dibuatlah generator rakitan seperti Gambar 4.16.

Spesifikasi yang dimiliki generator tersebut adalah:

Ukuran generator	: <i>Outside</i> 300mm
Keluaran Voltase	: DC
Komponen	: Mesin cuci BLDC
Tumpuan/dudukan	: <i>Shaft</i> dan <i>bearing</i> 6204

Gambar 4.16. *Generator rakitan*

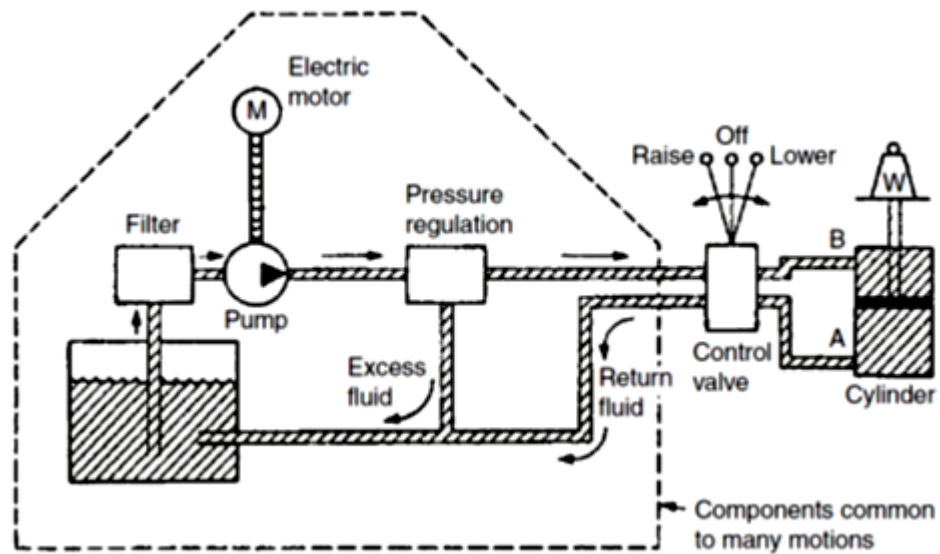
3. Hidrolik *mini power pack*

Sebagai tenaga penggerak aktuator pengatur sudut *blade impeller* menggunakan hidrolik *mini power pack* merk Jaguar dengan spesifikasi sebagai berikut seperti pada Tabel 4.1.

Tabel 4.1. Spesifikasi Hidrolik *mini powerpack*

CODE: 5013 – 27			CMC 1
V 12	A 200	Nm 6.0	S3=7.5%
Kw 1.6	RPM 2600	Tank 5L	Port ¼" BSPP
CC/R 1.6	Mpa 21	Mounting H	19020149

Gambar 4.17. *Mini Power Pack*



Gambar 4.18. Rangkaian mekanisme sistem hidrolik

Gambar 4.17. adalah bentuk *mini powerpack* yang digunakan dan Gambar 4.18. adalah rangkaian mekanisme sistem hidrolik.

4. Pompa motor listrik pendorong

Untuk mengisi air pada penampungan diatas menara, dibutuhkan pompa motor listrik seperti pada Gambar 4.19. dengan spesifikasi sebagai berikut:

<i>Merk</i>	: Morris
<i>Type</i>	: MCP 2-16
Putaran	: 2.850 rpm
Debit <i>max</i>	: 350 liter/menit
Daya hisap <i>max</i>	: 9 m
Tinggi <i>max</i>	: 16 m
<i>Output max</i>	: 1.1 kW
Jumlah	: 1



Gambar 4.19. Pompa pendorong pengisi tangki air bagian atas

5. *Multitester*

Seperti terlihat pada Gambar 4.20. adalah alat yang digunakan untuk mengukur tegangan yang dihasilkan oleh *generator* ketika terjadi perubahan kecepatan putaran pada *generator* akibat perubahan sudut *blade impeller*.



Gambar 4.20. *Multitester*

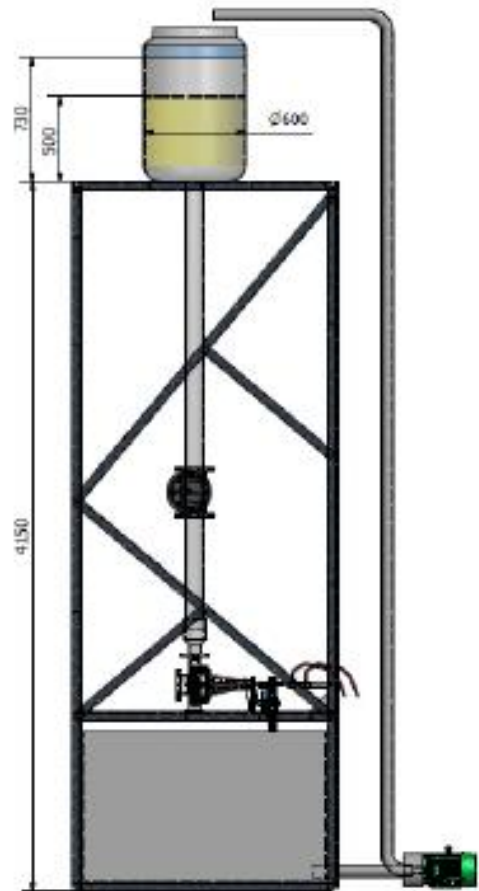
6. *Tachometer*

Alat ini seperti pada Gambar 4.21. digunakan untuk mengukur kecepatan putaran *shaft impeller* dan putaran generator dengan bermacam-macam sudut *blade impeller*.



Gambar 4.21. *Tachometer* dengan sensor *infra red*

7. Konstruksi menara air



Gambar 4.22. Menara air untuk ujicoba dan penelitian



Gambar 4.23. Penampungan air (torn) di bagian atas menara

Spesifikasi Menara Air seperti pada Gambar 4.22.

Tinggi menara : 4.150 mm

Ukuran dasar : 1.500 mm x 1.500 mm

Pada Gambar 4.23. menunjukkan penampungan air yang digunakan.

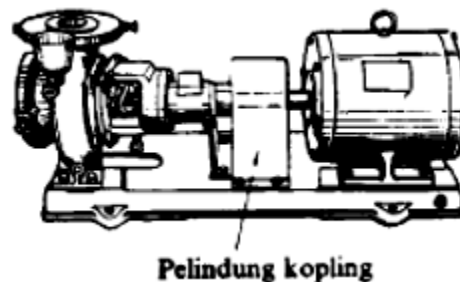
Kapasitas torn : 300 Liter

Dimensi torn : Ø 600 mm x 800 mm

Pada saat beroperasi debit air akan naik turun, hal ini disebabkan karena proses pengisian air di torn menggunakan *switch* otomatis. Ketika air didalam torn mendekati penuh, aliran pengisian air berhenti dan ketika air sudah berkurang 25% dari kapasitas torn, proses pengisian air ke torn kembali bekerja.

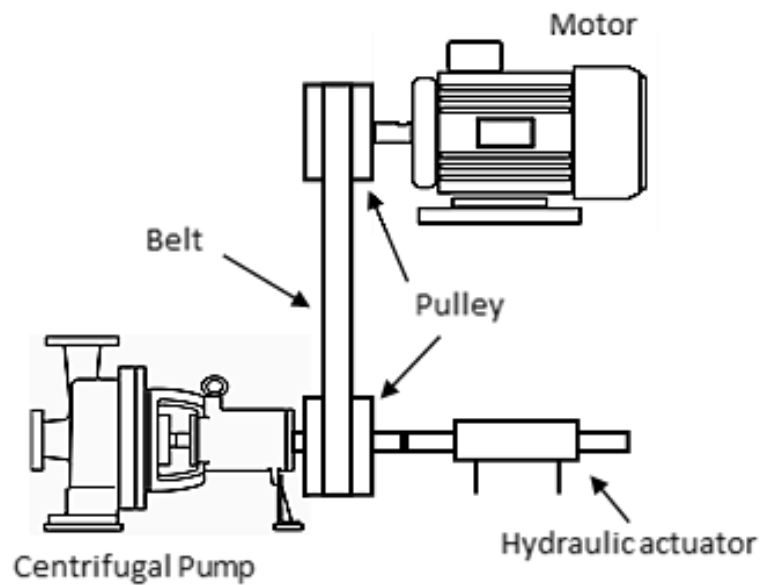
4.2.2. Konfigurasi Pompa sebagai Turbin

Pada umumnya konfigurasi tata letak pompa sentrifugal sebagai turbin adalah seperti pada Gambar 2.24.



Gambar 4.24. Konfigurasi konvensional pompa sentrifugal sebagai turbin

Karena adanya perbedaan desain pada mekanisme *impellernya* maka konfigurasi tata letak antara pompa dengan motor penggerak tidak bisa disambung secara langsung seperti pada Gambar 4.24. melainkan dipisah bergeser kesamping yang dihubungkan dengan *belt* karena pada bagian belakang pompa sentrifugal akan ditambahkan dengan komponen hidrolik sebagai penggerak *blade impeller* seperti pada Gambar 4.26.



Gambar 4.25. Konfigurasi tata letak pompa yang sudut *impellernya* dapat di kontrol dan digunakan sebagai turbin

Berdasarkan konfigurasi pada Gambar 4.25. aktuator hidrolik akan bergerak maju mundur untuk mengatur perubahan sudut *blade impeller* meskipun *impeller* masih dalam keadaan berputar, seperti pada Gambar 4.26.



Gambar 4.26. *Rod end* penghubung antara poros aktuator dengan aktuator hidrolik



Gambar 4.27. Komponen hidrolik penggerak aktuator

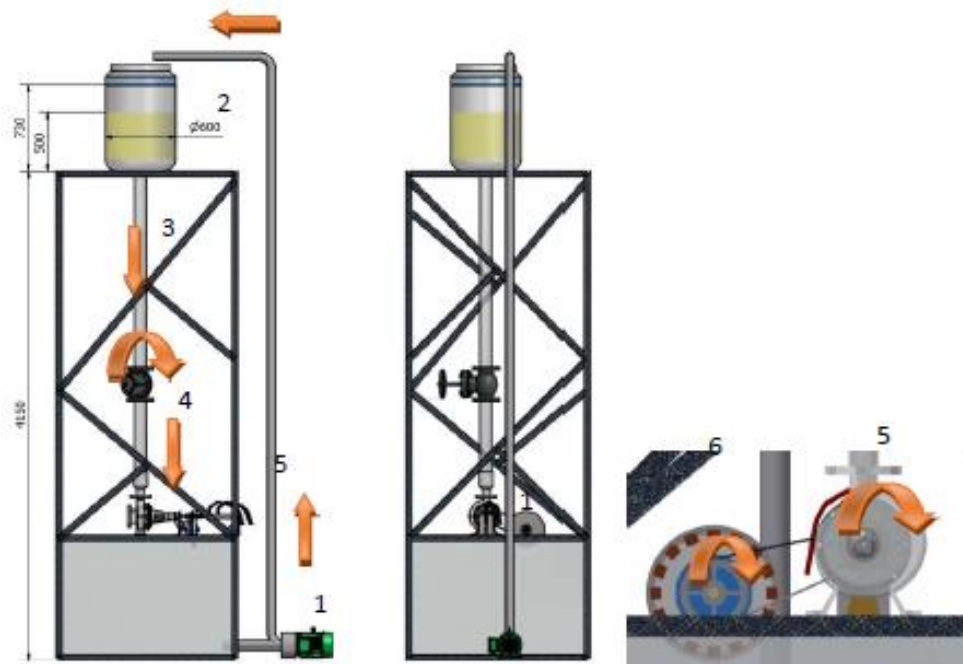
Pada Gambar 4.27 menunjukkan posisi hidrolik sebagai penggerak aktuator pada posisi ditempat pengujian.

4.4. Pengujian Mekanisme *Controllable Blade Impeller*

Ketika seluruh komponen alat uji yang telah disiapkan sudah terpasang dengan baik sesuai dengan konfigurasi tata letak yang direncanakan, tahap berikutnya adalah melakukan ujicoba pergerakan mekanisme *controllable blade impeller*. Torn air yang berfungsi sebagai sumber aliran air untuk memutar *controllable blade impeller* yang berada tepat dibawahnya dan terpasang didalam pompa sentrifugal. Kemudian dibelakang pompa sentrifugal di pasang silinder hidrolik yang berfungsi untuk menggerakkan *shaft* yang terhubung dengan *blade impeller*, sehingga jika silinder hidrolik digerakkan untuk menarik maupun mendorong *shaft* pompa, maka sudut *blade impeller* akan berubah menjadi lebih kecil sudutnya atau lebih besar sudutnya.

Seperti yang telah dijelaskan sebelumnya bahwa torn air memiliki kapasitas 300L dan memiliki lubang untuk aliran menuju pompa sentrifugal sebesar 2,5". Tinggi air dari permukaan tanah adalah 4.150 mm.

Berikut pada Gambar 4.28. adalah alur sirkulasi pengujian pompa sebagai turbin.



Gambar 4.28. Mekanisme pengujian PST dengan *Controllable blade impeller*

- Pompa pengisi menyala dan mengisi air ke torn (no.1) dan terus menyala hingga memenuhi kapasitas torn.
- Setelah mencapai batas maksimum pengisian air ke torn, saklar otomatis akan mematikan mesin pengisi agar tidak luber (pada ketinggian 730mm).
- Pada waktu yang bersamaan air dari torn akan di alirkan melalui pipa (no.3) kebawah melewati *valve* pengaturan bukaan aliran menuju *discharge* pompa sentrifugal.
- Valve* akan dibuka sesuai kebutuhan (Pada sudut 90° , 75° , 45°). Bukaan *valve* ini akan mempengaruhi kecepatan fluida (no.4).

- e. Setelah masuk ke pompa sentrifugal melalui *discharge*, maka air akan memutar *blade impeller* yang berfungsi sebagai turbin (no.5).
- f. *Impeller* yang sudah berubah fungsi menjadi turbin akan diteruskan melalui *shaft* yang akan memutar *generator* dengan rasio 1:2 (no.6).
- g. Untuk merubah posisi sudut *blade impeller*, hidrolik akan bergerak maju dan mundur yang dihubungkan dengan aktuator.
- h. Pengambilan data berupa: putaran *impeller*, putaran *generator*, voltase pada *generator* dan arus dengan menggunakan *multitester*.

Kecepatan aliran air dari ketinggian 4,15 m dengan Persamaan 4.3. [21] adalah

$$v = \sqrt{2gh} \quad (4.3.)$$

$$v = \sqrt{2 * 9.8 * 4,15}$$

$$v = 9,02 \text{ m/s}$$

Sedangkan untuk mengetahui debit air yang mengalir menuju pompa sebagai turbin melalui pipa PVC diameter 2,5” dapat menggunakan Persamaan 4.4.[21] yaitu

$$Q = A \sqrt{2gh}, \quad (4.4.)$$

dimana luas penampang pipa dapat menggunakan Persamaan 4.5.[21]

$$A = \pi r^2 \quad (4.5.)$$

$$= 3,14 * 0,03175^2$$

$$A = 0,0032 \text{ m}^2$$

Jadi besarnya debit air yang mengalir masuk ke dalam *discharge* pompa sentrifugal Ebara 80x65 FSGA yang dijadikan sebagai turbin dapat menggunakan Persamaan 4.6. [21]

$$Q = A * v \quad (4.6.)$$

$$Q = 0,0032 * 9,02$$

$$Q = 0,029 \text{ m}^3/\text{s}$$

Berdasarkan perhitungan dengan menggunakan Persamaan 4.6. didapat $Q = 0,029 \text{ m}^3/\text{s}$, sehingga bisa dihitung waktu yang dibutuhkan untuk mengosongkan air yang berada di dalam torn dengan kapasitas 300 liter di ketinggian 4,15 m dengan menggunakan Persamaan 4.7. [22] adalah

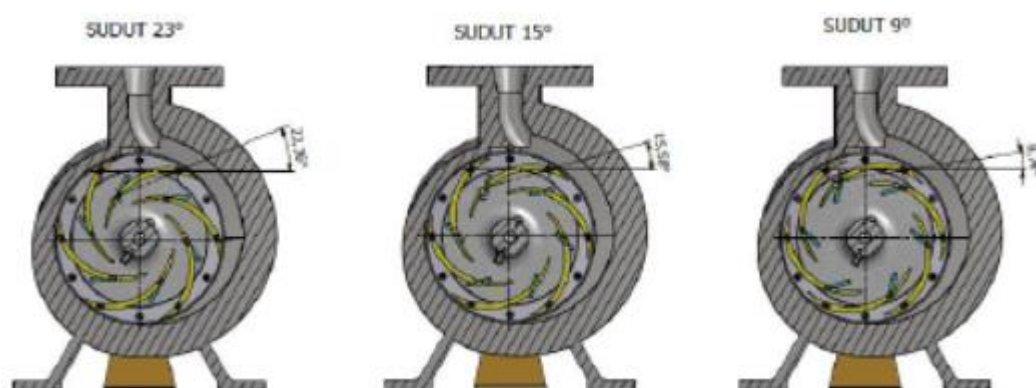
$$t = \frac{V}{Q} \quad (4.7.)$$

$$t = \frac{0,3 \text{ m}^3}{0,029 \text{ m}^3/\text{s}}$$

$$t = 10,3 \text{ s}$$

Dari perhitungan dengan menggunakan Persamaan 4.7. waktu yang dibutuhkan hanya 10,3 detik. Tetapi jika air yang jatuh langsung dialirkan masuk kedalam pompa sentrifugal melalui bagian *discharge*, waktu (t) yang dibutuhkan untuk mengosongkan air dari tempat penampungan dengan kapasitas 300 liter adalah 58 detik (diukur menggunakan *stopwatch*). Hal ini disebabkan karena laju aliran air terhambat oleh putaran *impeller* yang berada didalam pompa sentrifugal.

4.5. Varian pengaturan Sudut *Blade*



Gambar 4.29 Analisis model variasi sudut *blade*

Variasi sudut seperti yang terlihat pada Gambar 4.29. merupakan posisi *blade* yang akan dilakukan penelitian dengan sudut antara 9^0 sampai dengan 23^0 . Dengan diambil 5 contoh data yaitu 9^0 , $12,5^0$, 16^0 , $19,5^0$ dan 23^0 . Variasi masukan fluida diambil 3 pola yaitu dengan 90^0 (100%), 75^0 (80%), dan 45^0 (50%). Berdasarkan perhitungan yang telah dibuat sebelumnya, jumlah debit aliran air ketika *valvenya* dibuka 90^0 (100%) adalah $Q = 0,029 \text{ m}^3/\text{s}$. Jika *valvenya* dibuka 75^0 (80%), maka $Q = 0,8 \cdot 0,029 \text{ m}^3/\text{s} = 0,023 \text{ m}^3/\text{s}$, sedangkan debit air dengan bukaan *valvenya* 45^0 (50%), maka $Q = 0,5 \cdot 0,029 \text{ m}^3/\text{s} = 0,015 \text{ m}^3/\text{s}$.

4.5.1. Data Penelitian Terhadap Bukaan Valve 100% Tanpa Generator

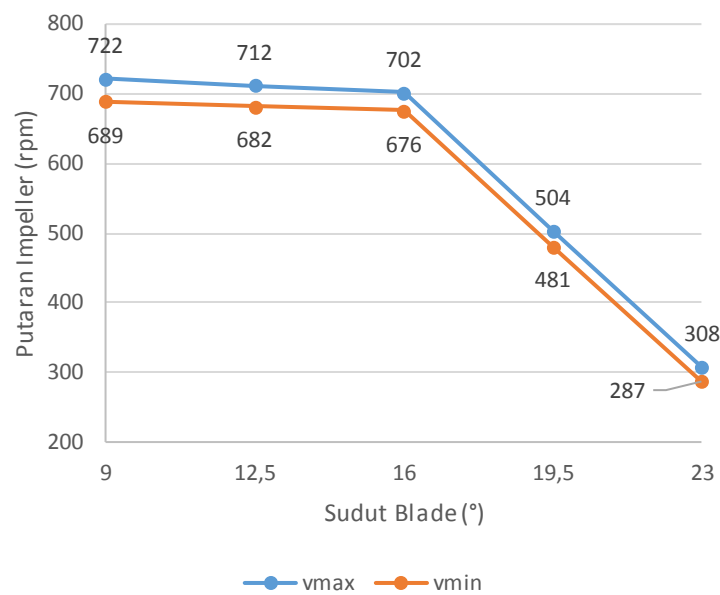
Pengaruh variasi sudut (23^0 sampai 9^0) dengan bukaan 100% terjadi perbedaan kecepatan putaran hal ini disebabkan oleh perbedaan volume air pada torn akibat perbedaan kecepatan pengisian torn dan keluarnya air pada torn serta *switch* otomatis, seperti pada Tabel 4.2

$v_{\max}$ = Putaran *impeller* tertinggi (air torn mencapai limit atas)

$v_{\min}$ = Putaran *impeller* terendah (mencapai limit bawah)

Tabel 4.2. Pengaruh Varian Sudut terhadap putaran *impeller* bukaan 90^0

No	Varian Sudut (0)	Putaran (rpm)	
		$v_{\max}$	$v_{\min}$
1	23	308	287
2	19,5	504	481
3	16	702	676
4	12,5	712	682
5	9	722	689



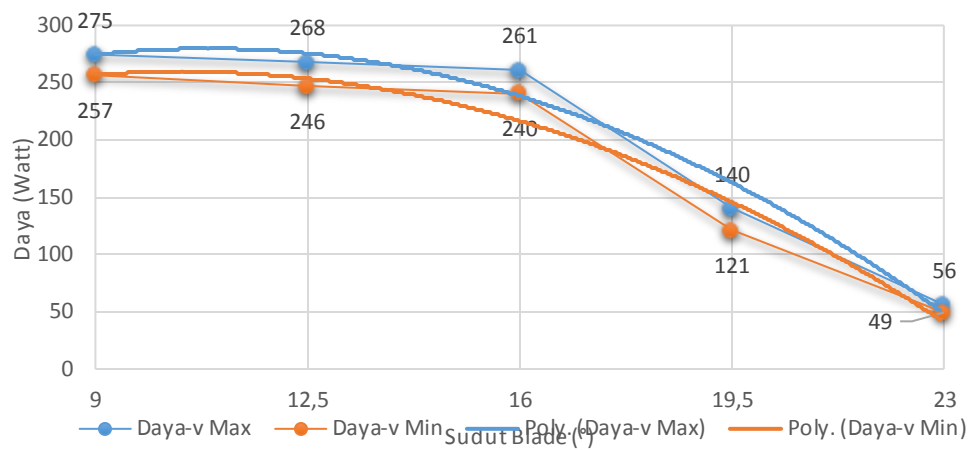
Gambar 4.30 Grafik varian sudut vs putaran poros

4.5.2. Data Penelitian Terhadap Bukaan Valve 100% dengan Generator

Penelitian selanjutnya putaran *impeller* yang di transmisikan ke generator untuk menghasilkan daya listrik. Pengaruh sudut *blade impeller* terhadap putaran yang menghasilkan voltase dan kuat arus yang di hasilkan ditunjukkan pada Tabel 4.3. dan Gambar 4.31.

Tabel 4.3. Pengaruh Varian Sudut terhadap hasil putaran, Daya dan Arus

No	Varian Sudut (°)	Kec. Max (rpm)	Volt (DC)	I (A)	Daya Max (Watt)	Kec. Min (rpm)	Volt (DC)	I (A)	Daya Min (Watt)
1	23	308	55	1,02	56	287	50,5	0,977	49
2	19,5	504	96,5	1,452	140	481	88,5	1,369	121
3	16	702	138,5	1,884	261	676	132,4	1,815	240
4	12,5	712	140,5	1,906	268	682	134	1,839	246
5	9	722	142,5	1,927	275	689	136,6	1,878	257

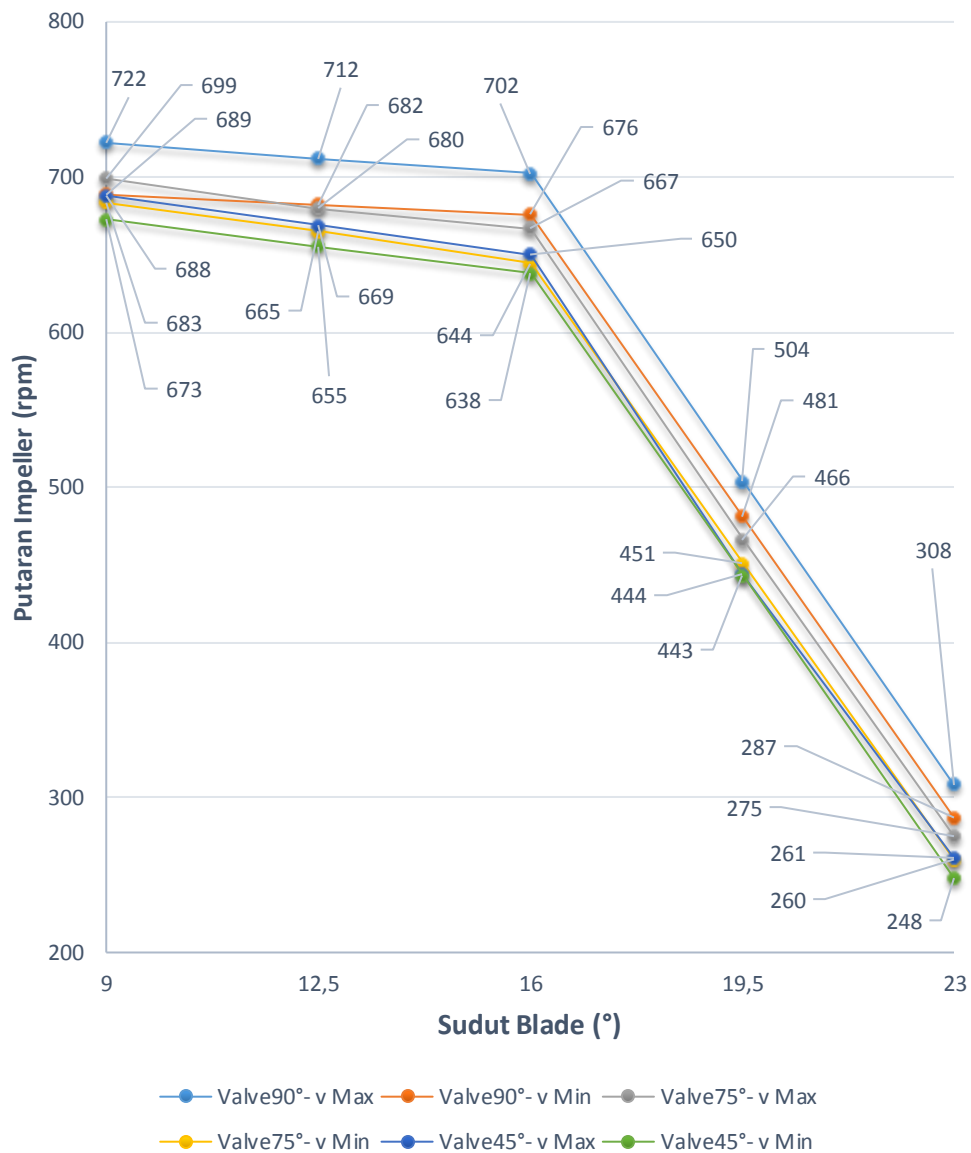


Gambar 4.31. Grafik varian sudut vs pembangkit listrik

Tabel 4.4. Pengaruh Varian Sudut dan Bukaannya Valve terhadap putaran *impeller*

Valve		Valve 90°							
No,	Varian Sudut (°)	Vol max	V	I (A)	P (W)	Vol min	V	I (A)	P (W)
1	23	308	55,0	1,02	56	287	50,5	0,98	49
2	19,5	504	96,5	1,45	140	481	88,5	1,37	121
3	16	702	138,5	1,88	261	676	132,4	1,81	240
4	12,5	712	140,5	1,91	268	682	134,0	1,84	246
5	9	722	142,5	1,93	275	689	136,6	1,88	257
		Valve 75°							
		Vol max	V	I (A)	P (W)	Vol min	V	I (A)	P (W)
1	23	275	48,1	0,95	46	260	45,2	0,93	42
2	19,5	466	88,5	1,37	121	451	85,0	1,33	113
3	16	667	131,2	1,81	237	644	125,2	1,71	214
4	12,5	680	134,0	1,84	246	665	128,5	1,78	229
5	9	699	136,1	1,86	253	683	133,2	1,83	244
		Valve 45°							
		Vol max	V	I (A)	P (W)	Vol min	V	I (A)	P (W)
1	23	261	45,2	0,92	41	248	42,5	0,89	38
2	19,5	444	83,5	1,32	110	431	81,0	1,29	105
3	16	650	127,5	1,77	226	638	125,4	1,75	219
4	12,5	668	131,0	1,81	237	655	128,5	1,78	229
5	9	688	135,5	1,85	251	673	131,9	1,82	240

Pada Tabel 4.4. menunjukkan pengaruh besarnya sudut *blade impeller* dengan bukaan *valve* terhadap putaran pompa sebagai turbin. Kemudian pada Gambar 4.32. merupakan grafik dari data yang ada pada Tabel 4.4.



Gambar 4.32. Grafik pengaruh sudut bukaan *valve* terhadap daya

5.6. Perbandingan Terhadap hasil Penelitian

Dalam melakukan suatu penelitian baru terhadap obyek tertentu, biasanya selalu berdasarkan hasil yang telah dicapai oleh peneliti sebelumnya. Pada

Tabel 4.5. dapat dilihat perbedaan antara hasil penelitian yang dilakukan penulis dengan hasil yang telah dilakukan peneliti sebelumnya.

Tabel 4.5. Perbandingan hasil penelitian

Parameter	Fajar Danuriyanto (2018)	Penulis (2020)
Diameter <i>Impeller</i>	Ø = 96 mm	Ø = 176 mm
Pompa dan Motor	Terintegrasi	Terpisah
Perubahan sudut <i>blade impeller</i>	Hanya dapat dilakukan ketika <i>impeller</i> berhenti berputar	Dapat dilakukan kapanpun, walaupun <i>impeller</i> dalam keadaan berputar
Varian besaran sudut <i>blade impeller</i>	3 varian perubahan sudut <i>blade impeller</i>	Flexibel, bisa lebih dari 5 varian perubahan sudut <i>blade impeller</i>
Tenaga penggerak perubah sudut <i>blade impeller</i>	Tidak ada	Menggunakan hidrolik

BAB V

KESIMPULAN

5.1. Kesimpulan

Setelah dilakukan penelitian berulang-ulang dengan berbagai macam variasi sudut *blade impeller* yang digerakkan oleh aktuator hidrolik, maka dapat disimpulkan sebagai berikut:

- 1) Perubahan sudut pada *blade impeller* sentrifugal dapat dilakukan ketika *impeller* sedang berputar seperti halnya perubahan sudut pada *blade propeller* secara axial.
- 2) Besarnya gaya yang terjadi ketika dilakukan perubahan sudut pada *blade impeller* tergantung pada arah perubahan sudutnya. Jika perubahan arah sudutnya membesar maka gaya yang dibutuhkan juga akan besar, begitu juga sebaliknya.
- 3) Kecepatan putaran *impeller* pompa saat digunakan sebagai turbin akan lebih kecil jika *impeller* digunakan sebagai pompa dengan besaran sudut *blade impeller* yang sama.
- 4) Sudut *blade* 9^0 pada putaran PST dengan generator memberikan efek putaran tertinggi pada *impeller* dengan putaran 722 rpm dan putaran terendah sebesar 287 rpm ada pada sudut *blade* 23^0 .
- 5) Konversi putaran PST terhadap daya listrik yang dihasilkan pada sudut 9^0 sebesar 142.5 VDC dan Arus sebesar 1.925 A.

5.2. Saran-saran

Untuk dapat meningkatkan performa *controllable blade impeller* pada pompa sentrifugal sebagai turbin, berikut adalah beberapa saran yang dapat penulis sampaikan, antara lain:

- 1) Komponen *thrust bearing* yang saat ini digunakan berada di posisi antara *inner base plate impeller* dan *back base plate impeller* bisa di tambahkan *bearing* untuk ditempatkan pada posisi antara *inner base plate impeller* dan *outer base plate impeller*, hal ini dimaksudkan untuk meringankan beban aktuator saat akan memutar *inner base plate impeller* agar sudut *blade impeller* juga ikut berubah.
- 2) Baut yang digunakan untuk mengikat komponen *cap impeller*, *blade impeller* dan *back base impeller* sebaiknya diganti dengan jenis baut yang memiliki *spacer* dengan ukuran sesuai dengan ketebalan *blade impeller* agar pergerakan perubahan *blade impeller* tidak terjepit antara *cap impeller* dengan *back base impeller*.
- 3) Untuk penelitian berikutnya dapat dilanjutkan pada tahap otomatisasi *controllable* perubahan sudut *blade impeller*, dengan cara penambahan sensor pada kecepatan putaran poros pompa atau pada kecepatan aliran air yang masuk kedalam pompa sentrifugal. Kemudian data pada sensor perubahan kecepatan aliran air maupun kecepatan putaran poros pompa dihubungkan ke pengaturan sudut *blade impeller* agar dapat dicapai sudut *blade impeller* yang optimum.
- 4) Hingga saat ini, pompa sebagai turbin yang dapat dikontrol besaran sudut *blade impeller* hanya ada pada jenis pompa axial, sedangkan pompa jenis

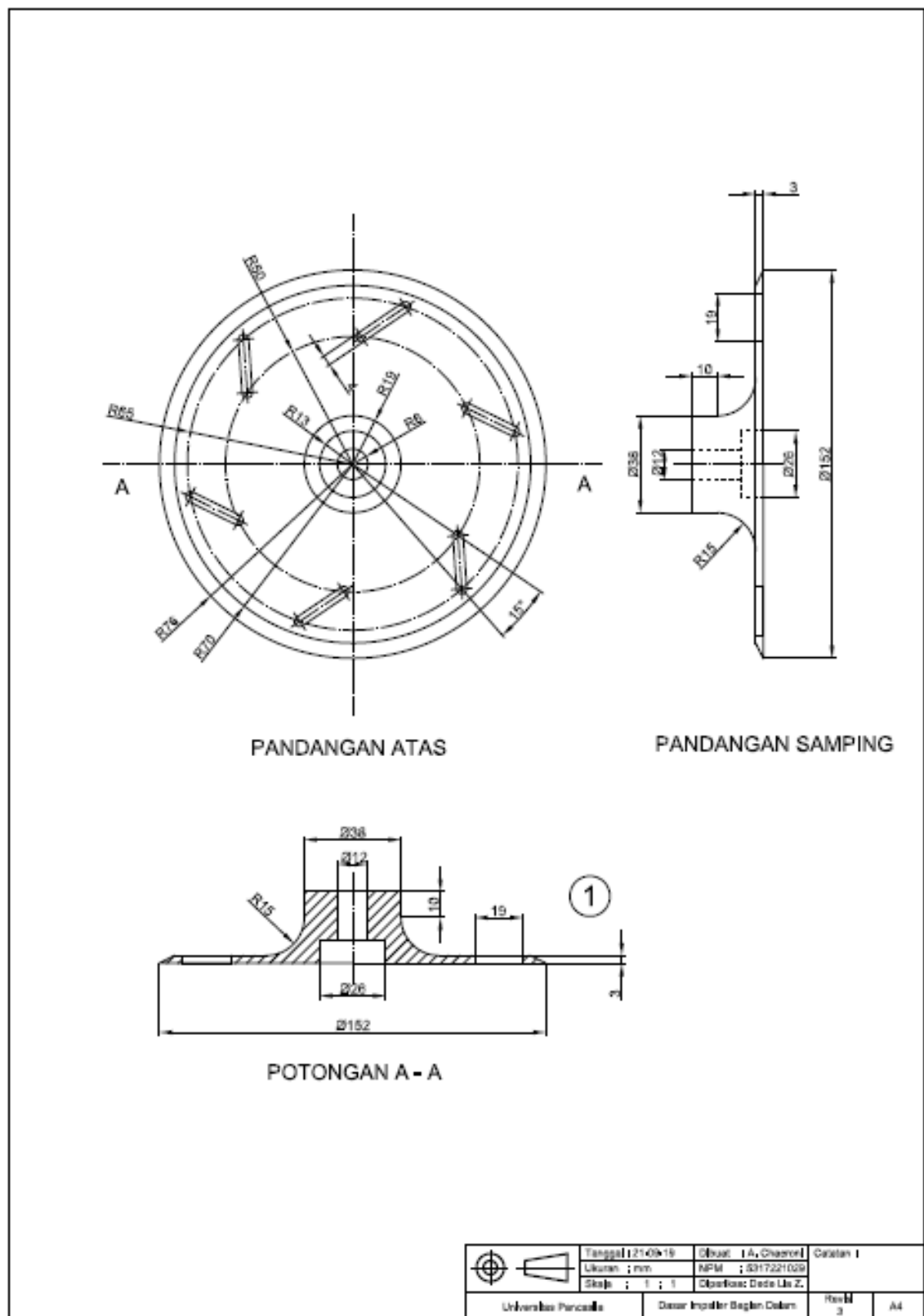
sentrifugal belum ada. Ini merupakan peluang yang baik untuk dijadikan *start up* usaha dan dikembangkan hingga skala industri. Dalam memproduksi dan memasarkan pompa ini bisa dibuat dengan dua varian yaitu varian I perubahan sudut *blade impeller* secara manual. Varian ke II perubahan sudut *blade impeller* secara otomatis. Sehingga konsumen dapat memilih jenis *blad impeller* yang sesuai dengan kebutuhan. Tidak tertutup kemungkinan jenis *impeller* ini akan dapat diterapkan pada jenis pompa yang lainnya. Dengan demikian industri manufaktur dalam negeri akan turut berkembang pula.

DAFTAR PUSTAKA

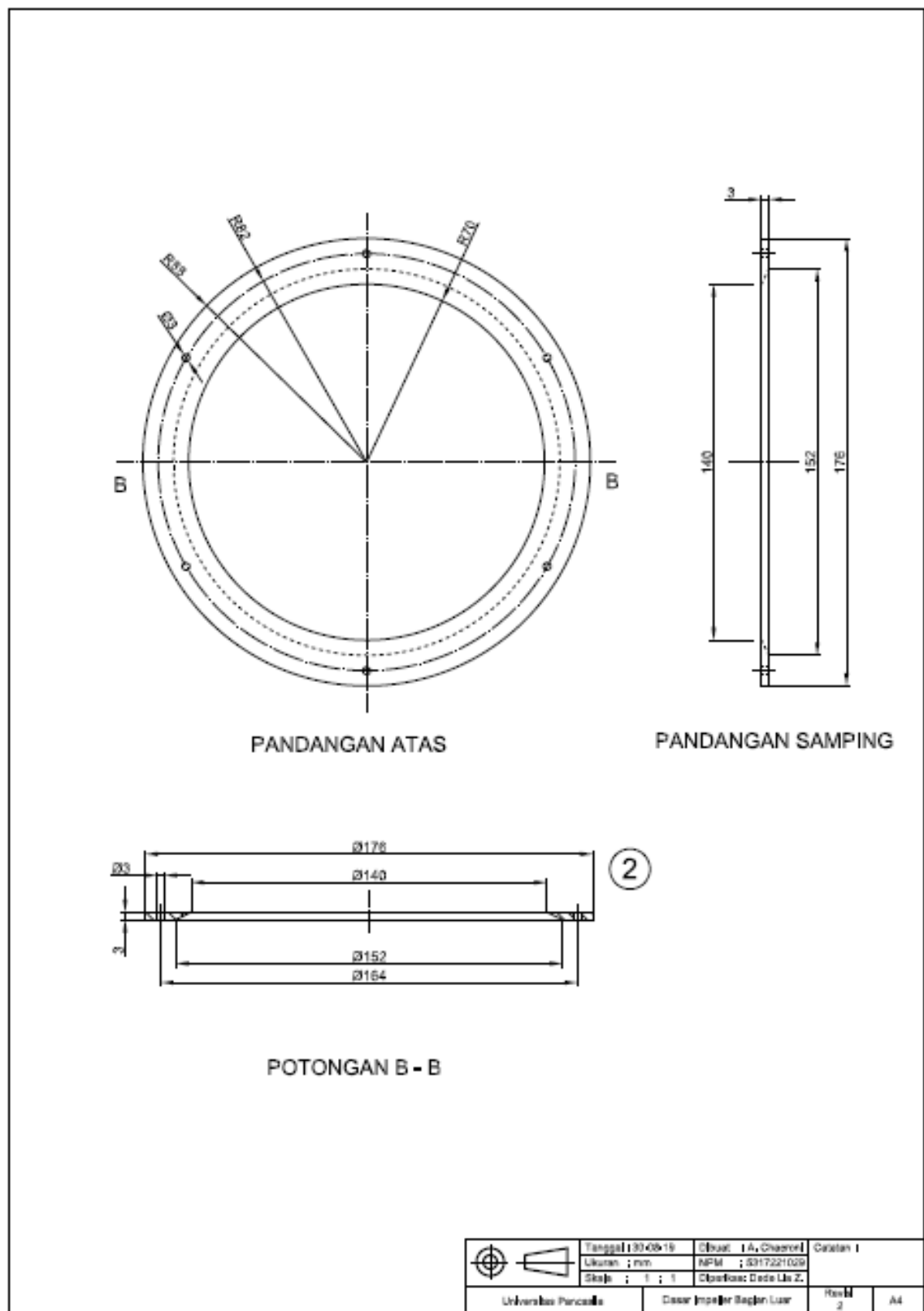
- [1] T. S. P. Hantarum, Dwi Aries H, D. Danardono, Sukmaji Indro, “EKSPERIMENTAL OPTIMASI TIPE LEKUK SUDU PADA POMPA DIFUNGSIKAN SEBAGAI TURBIN UNTUK PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA PICOHIDRO,” vol. 15, pp. 10–16, 2016.
- [2] P. Maher and N. Smith, “PICO HYDRO FOR VILLAGE POWER A Practical Manual for Schemes up to 5 kW in Hilly Areas,” *Development*, no. May, 2001.
- [3] F. Danuriyanto, “PENGEMBANGAN PROTOTIPE IMPELLER DENGAN PENGATURAN SUDUT MASUK DAN KELUAR SUDU PADA PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA MIKROHIDRO POMPA SEBAGAI TURBIN SKALA LABORATORIUM,” pp. 38–61, 2018.
- [4] R. W. Keefe, “Design of a Controllable Pitch Underwater Thruster System,” 1993.
- [5] A. Rohermanto, “Pembangkit Listrik Tenaga Mikrohidro (PLTMH),” *J. Rekayasa Elektr.*, vol. 10, no. 4, pp. 28–36, 2014.
- [6] D. L. Zariatn, S. Kumbarasari, and D. Rahmalina, “The Performance of Pump as Turbine with Machined Impellers,” vol. 02024, pp. 1–6, 2018.
- [7] Ikbal, D. L. Zariatn, and R. Damora, “PERMODELAN KINERJA PEMBANGKIT LISTRIK POMPA SEBAGAI TURBIN MELALUI VARIASI JUMLAH SUDU & GEOMETRI IMPELLER,” vol. 5, no. 3, pp. 139–146.
- [8] Sularso, *POMPA DAN KOMPRESOR*, 7th ed. Pradnya Paramita Jakarta.
- [9] I. J. Karassik, J. P. Messina, W. H. Fraser, and I. J. Karassik, *Pump Handbook*. .
- [10] S. Hariady, “ANALISA KERUSAKAN POMPA SENTRIFUGAL 53-101C WTU SUNGAI GERONG PT . PERTAMINA RU III PLAJU,” vol. 2, no. 1, pp. 29–42, 2014.
- [11] A. Rachmat, A. Hamdani, T. Mesin, F. Teknik, and U. Majalengka, “PEMBANGKIT LISTRIK METODE PUMP AS TURBINES (PATs),” vol. 03, no. 02, pp. 86–95, 2017.

- [12] BH Teuteberg, "Design of a Pump-As-Turbine Microhydro System for an Abalone Farm," *M.Engineering*, pp. 1–56, 2010.
- [13] J. Norel, "PRESTASI POMPA SENTRIFUGAL DENGAN IMPELER SETENGAH TERTUTUP SEBAGAI TURBIN," 2007.
- [14] Andhari, *Pemasangan sistem hidrolik*. Departemen Pendidikan Nasional, 2005.
- [15] Markie, Schrader, and Thomas, *FESTO Hydraulics, Basic Level (Textbook)*. 2003.
- [16] Budynas-Nisbet and McGraw-Hill, *Mechanical Engineering*, Eight Edit. McGraw-Hill, 2008.
- [17] A.R. Holowenko, *Dinamika Permesinan.pdf*. Erlangga 1985.
- [18] B. Tristiyono and E. T. Ramadhan, "Design Requirements & Objectives Sepeda Listrik untuk Siswi Sekolah Menengah Melalui Riset Konsumen," *Des. aids EC2*, vol. 8, no. 1, pp. 43–50, 2010.
- [19] L. Sutadi, "PERANCANGAN MEKANISME PENGONTROL CONTROLLABLE PITCH PROPELLER," pp. 12–17, 2012.
- [20] D. K. Alfiansyah, "PEMAKANAN TERHADAP TINGKAT KEKASARAN PERMUKAAN BAJA ST 60 MENGGUNAKAN PAHAT INSERT," 2017.
- [21] D. L. Zariatin, D. Rhakasywi, F. Ade, and A. Setyo, "Design of Pump as Turbine Experimental Test Facility," vol. 04014, pp. 8–11, 2017.
- [22] I. Rustika, D. B. Margana, and T. Y. Putro, "Sistem Pengukuran dan Pemantauan Ketinggian dan Debit Air Berbasis Mikrokontroler untuk Mendeteksi Potensi Banjir," *Pros. Ind. Res. Work. Natl. Semin.*, vol. 9, pp. 57–64, 2018.

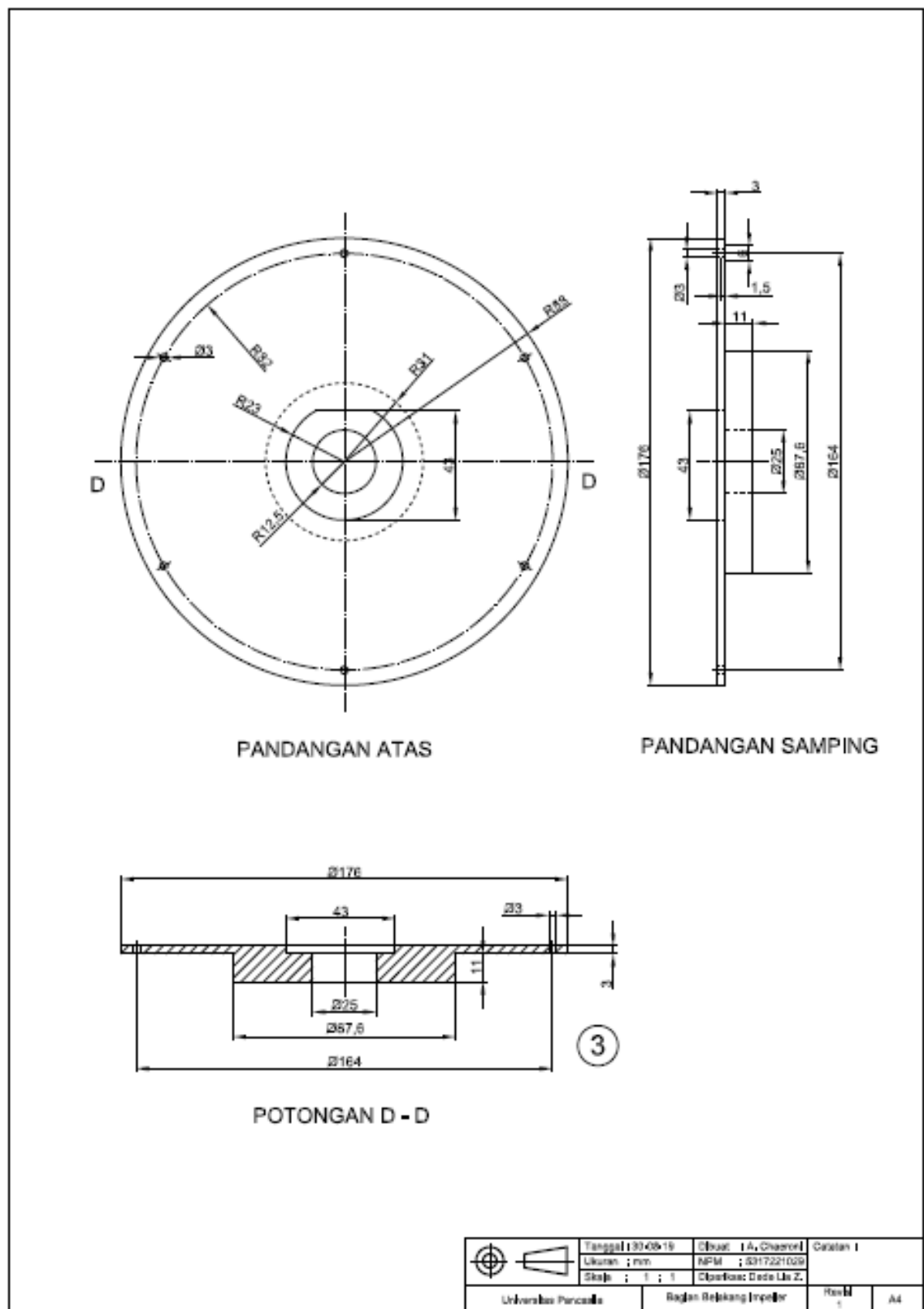
Lampiran 2

Gambar *Base Impeller Bagian Dalam*

Lampran 3

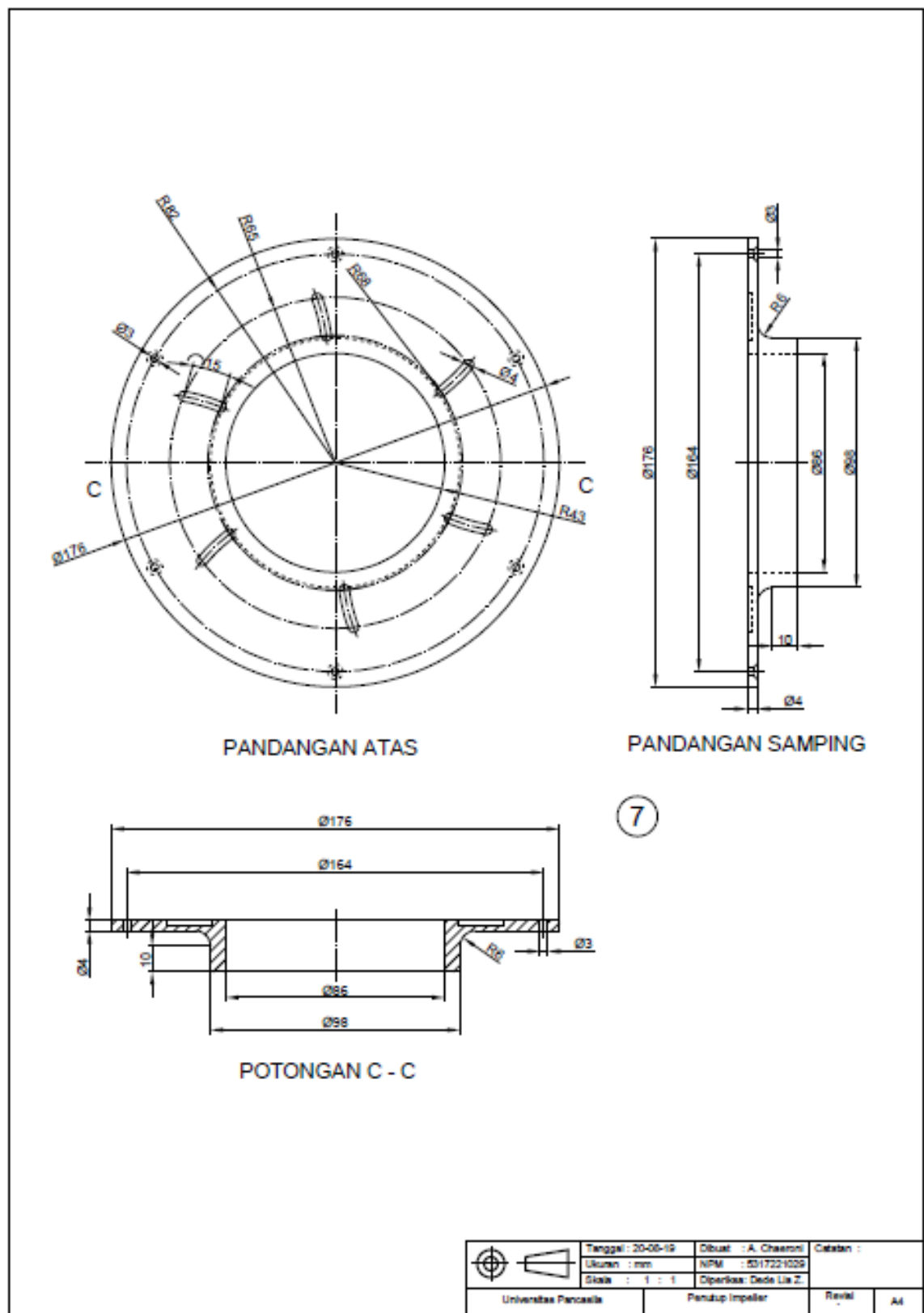
Gambar *Base Impeller Bagian Luar*

Lampiran 4

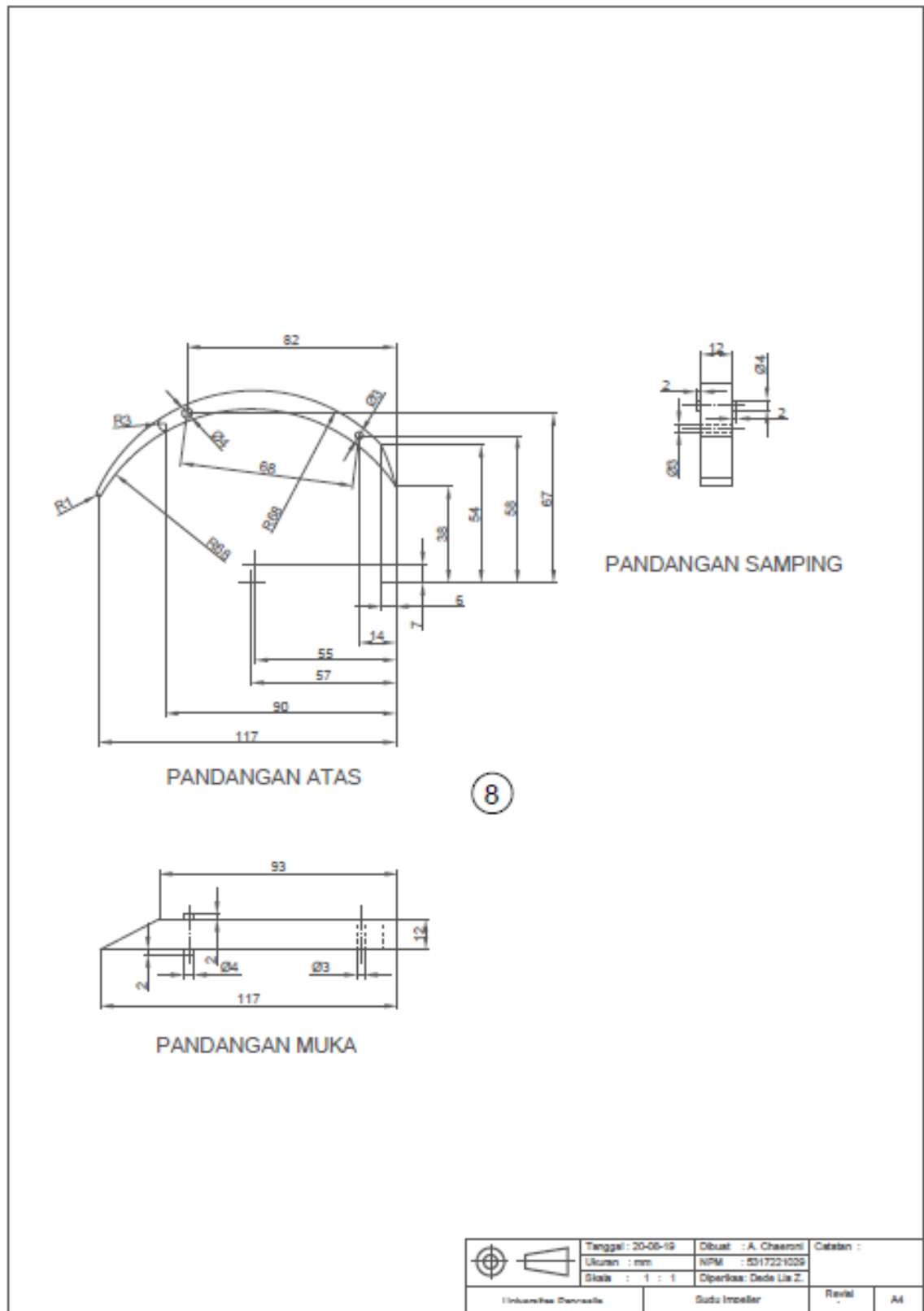
Gambar *Base Impeller* Bagian Belakang

Lampiran 5

Gambar Penutup Impeller



Lampiran 6

Gambar *Blade Impeller*

Lampiran 7

Gambar *Shaft*, Aktuator dan *Spacer*