

**LAPORAN AKHIR
PENELITIAN TIM PASCASARJANA**



JUDUL PENELITIAN

**PENINGKATAN EFISIENSI DAN OPTIMASI
TURBIN MIKROHIDRO JENIS PUMP AS TURBIN (PAT)
MELALUI MODIFIKASI DESAIN DAN MANUFAKTUR DARI IMPELLER**

TIM PENGUSUL

KETUA : DR. DEDE LIA ZARIATIN ST., MT. (NIDN: 0312017603)
ANGGOTA : DR.IR. DWI RAHMALINA, MT. (NIDN: 0301096901)
MEGARA MUNANDAR, ST., MT. (NIDN: 0020108602)

**Dibiayai oleh
Direktorat Riset dan Pengabdian Masyarakat
Direktorat Jendral Penguatan Riset dan Pengembangan
Kementrian Riset, Teknologi, dan Pendidikan Tinggi
Sesuai dengan Surat Perjanjian Penugasan Pelaksanaan Hibah Penelitian
Nomor : 003/SP2H/DRPM/II/2016 dan 214/SP2H/LT/DRPM/III/2016
Tanggal 17 Februari 2016 dan 10 Maret 2016**

HALAMAN PENGESAHAN

Judul : Peningkatan Efisiensi dan Optimasi Turbin Mikrohidro jenis Pump as Turbin (PAT) Melalui Modifikasi Desain dan Manufaktur dari Impeller.

Peneliti/Pelaksana

Nama Lengkap : Dr DEDE LIA ZARIATIN S.T, M.T
Perguruan Tinggi : Universitas Pancasila
NIDN : 0312017603
Jabatan Fungsional : Lektor
Program Studi : Teknik Mesin
Nomor HP : 082124588227
Alamat surel (e-mail) : dedeliazariatin@univpancasila.ac.id

Anggota (1)

Nama Lengkap : Dr. DWI RAHMALINA
NIDN : 0301096901
Perguruan Tinggi : Universitas Pancasila

Anggota (2)

Nama Lengkap : MEGARA MUNANDAR ST.,MT
NIDN : 0020108602
Perguruan Tinggi : Universitas Pancasila
Institusi Mitra (jika ada) : -
Nama Institusi Mitra : -
Alamat : -
Penanggung Jawab : -
Tahun Pelaksanaan : Tahun ke 1 dari rencana 3 tahun
Biaya Tahun Berjalan : Rp 108.250.000,00
Biaya Keseluruhan : Rp 374.740.000,00

Mengetahui,
Dekan FTUP



(Ir. Fauzi Fahimuddin, M.Sc. Eng. D.Eng)
NIP/NIK 195902061989031002

Jakarta, 28 - 10 - 2016
Ketua



(Dr DEDE LIA ZARIATIN S.T, M.T)
NIP/NIK 0312017603

Menyetujui,
Kepala LPPM-UP



(Dra. Hj. Dewi Trirahayu, M.M.)
NIP/NIK 0330046201

RINGKASAN

Pompa sebagai turbin, *Pumps as Turbines* atau yang lebih dikenal dengan istilah PAT adalah salah satu jenis pembangkit mikro hidro yang memanfaatkan pompa sebagai turbin untuk menggerakkan generator sehingga dapat menghasilkan listrik. Walaupun pembangkit listrik PAT merupakan pembangkit listrik yang ekonomis, namun memiliki kendala pada efisiensi yang masih rendah bila dibandingkan turbin hidro konvensional lainnya. Sehingga diperlukan peningkatan kecepatan putar dari impeller agar diperoleh peningkatan daya listrik yang dihasilkan oleh PAT.

Untuk dapat melakukan penelitian dalam rangka peningkatan efisiensi pembangkit listrik PAT, diperlukan suatu instalasi pengujian skala laboratorium yang didesain melalui tahapan metode perancangan VDI 2222. Tiga varian dibuat berdasarkan kemungkinan kondisi aliran dari pengoperasian pembangkit listrik PAT di lapangan. Varian 1 adalah varian dengan aliran air yang jatuh langsung tegak lurus terhadap pipa penampung air, hal ini bisa terjadi bila pembangkit listrik PAT dapat diletakkan langsung di bawah sumber air, misalnya pada air terjun yang memungkinkan diletakkan PAT di bawahnya. Varian 2 adalah instalasi pembangkit listrik dengan instalasi pipa 45° dari tangki penampung menuju PAT. Kondisi ini dapat terjadi bila tidak terdapat sumber air terjun, namun dengan kontur tanah yang memiliki kemiringan tertentu, air sugai dapat dimanfaatkan sebagai sumber daya pemutar PAT. Sedangkan Varian 3 adalah varian dengan PAT diletakkan berjarak tertentu dari tangki penampung. Kondisi ini dapat terjadi bila PAT tidak dapat diletakkan tepat di bawah sumber air terjun. Dari hasil analisis, didapat bahwa Varian 1 adalah varian yang terbaik, kemudian diimplementasikan sebagai instalasi pengujian pada penelitian ini.

Salah satu cara untuk meningkatkan kecepatan putar dari impeller adalah dengan melakukan modifikasi impeller tersebut. Modifikasi dilakukan dalam beberapa cara, diantaranya adalah dengan menghaluskan permukaan impeller dan modifikasi bentuk geometrik impeller. Pada penelitian ini, pengaruh variasi kekasaran permukaan dianalisa melalui uji eksperimental antara lain dengan variasi 0,40 μm , 0,24 μm , 0,16 μm dan coating pernis. Selain itu, modifikasi rounding pada bagian ujung impeller sebesar 0,5 dari ketebalan sudu juga dilakukan. Hasil pengujian eksperimental ini menunjukkan bahwa modifikasi impeller dengan kekasaran permukaan 0,16 μm dan modifikasi rounding akan menghasilkan daya tertinggi yaitu 112 Watt, dengan efisiensi sebesar 50%. Impeller ini meningkatkan efisiensi sebesar 3% dari impeller mula (tanpa modifikasi).

Modifikasi bentuk dan geometrik impeller juga dilakukan melalui pemodelan dan simulasi perangkat lunak CFD dan ANSYS. Analisis dilakukan terhadap impeller backward dengan

variasi sudut β_2 36,6°, 46,6°, 56,6°, 66,6°, diketahui bahwa model impeller blade backward dengan sudut β_2 56,6° akan meningkatkan putaran impeller, dengan tekanan pada permukaan blade impeller yang lebih rendah sehingga dapat memperpanjang umur impeller. Hasil pemodelan ini rencananya akan diuji dan diverifikasi secara eksperimental pada tahun ke-2 penelitian.

PRAKATA

Dengan nama Allah yang Maha Pengasih dan Penyayang, Segala puji kepada Allah yang atas ijin Allah lah penelitian *Peningkatan Efisiensi dan Optimalisasi Turbin Mikrohidro Jenis Pump as Turbin (PAT) Melalui Modifikasi Desain dan Manufaktur dari Impeller* di tahun I ini dapat diselesaikan. Ucapan terima kasih kami sampaikan kepada Kementerian Riset, Teknologi dan Pendidikan Tinggi atas pendanaan yang diberikan sehingga penelitian ini dapat dilaksanakan dengan baik. Terima kasih juga kami sampaikan kepada Rektor dan Lembaga Penelitian dan Pengabdian Universitas Pancasila atas dukungan moril, material dan talangan dana, sehingga penelitian ini dapat dilaksanakan tepat waktu.

Kami sangat merasakan banyaknya dampak positif dari terselenggaranya penelitian ini. Peningkatan pengalaman dalam melaksanakan penelitian, bekerja sama dalam tim, kemampuan mencari solusi, dan tambahan ilmu pengetahuan yang baru, yang didapat selama penelitian ini, semoga dapat meningkatkan kompetensi dosen dan mahasiswa yang terlibat dalam penelitian ini.

Pada tahun I ini, 2 (dua) mahasiswa S2 dan 4 (empat) mahasiswa S1 telah berhasil lulus sebagai Magister Teknik (MT) dan Sarjana Teknik (ST) dengan topik tesis yang berkualitas. Karya ilmiah berupa jurnal konferensi dan jurnal internasional telah berhasil dibuat dan sedang dalam tahapan publikasi. Model prototype instalasi pembangkit listrik PAT berhasil dibuat dan menghasilkan energi listrik.

Kami sangat berharap bahwa penelitian ini dapat dilanjutkan untuk tahun ke-2 dan ke-3, sehingga dampak positif dapat terus diperoleh dosen dan mahasiswa.

Jakarta, 28 Oktober 2016

Ketua Peneliti

DAFTAR ISI

RINGKASAN	i
PRAKATA.....	iii
DAFTAR ISI.....	iv
DAFTAR TABEL	vi
DAFTAR GAMBAR	vii
DAFTAR LAMPIRAN	x
BAB 1. PENDAHULUAN.....	1
1.1. LATAR BELAKANG	1
BAB 2. TINJAUAN PUSTAKA	3
2.1 PEMILIHAN DAN PREDIKSI KINERJA TURBIN PAT	5
2.2 PENINGKATAN EFISIENSI MELALUI PENGEMBANGAN DESAIN DAN PROSES MANUFAKTUR.....	9
BAB 3. TUJUAN DAN MANFAAT PENELITIAN.....	11
3.1. TUJUAN KHUSUS.....	11
3.2. KEUTAMAAN PENELITIAN	11
BAB 4. METODE PENELITIAN.....	12
BAB 5. HASIL DAN LUARAN YANG DICAPAI.....	15
5. 1. PERANCANGAN DAN PEMBUATAN INSTALASI PENGUJIAN PAT.....	15
5.1.1. Penjelasan Tugas (<i>Clarifying the Task</i>)	15
5.1.2. Pencarian Prinsip	16
5.1.3. Kombinasi dan Pemilihan Kombinasi Prinsip Solusi.....	17
5.1.4. Pembuatan Konsep Varian	18
5.1.5. Evaluasi Varian.....	18

5.1.6.	Kriteria Pembobotan Evaluasi Desain	19
5.1.7.	Menentukan Rating Tiap Varian	22
5.1.8.	Analisis Aliran Fluida Varian 1.....	23
5.1.9.	Analisis Aliran Fluida Varian 2.....	41
5.1.10.	Analisis Aliran Fluida Varian 3.....	43
5. 2.	PENGUJIAN KARAKTERISTIK IMPELELER	45
5.2.1	Studi Konsep Analisa Aliran.....	45
5.2.2	Pengujian Pengaruh Kekasaran Permukaan Impeller dan Rounding terhadap Daya yang Dihasilkan.....	54
5.2.3	Analisis Pengaruh Modifikasi Kekasaran Permukaan (Ra) Sudu Impeller terhadap karakteristik kinerja PAT	63
5.2.4	Simulasi Aliran pada Impeller Modifikasi Rounding dengan Kekasaran Permukaan 0,16 μm 65	
5.3	PEMODELAN MODIFIKASI GEOMETRI IMPELLER	67
5.3.1.	Sudu <i>Impeller</i> tipe <i>Backward</i> dengan sudut β_2 36,6°	68
5.3.2.	Sudu Impeller tipe Backward dengan sudut β_2 46,6°	70
5.3.3.	Sudu Impeller tipe Backward dengan sudut β_2 56,6°	72
5.3.4.	Sudu Impeller tipe Backward dengan sudut β_2 66,6°	73
BAB 6.	RENCANA TAHAP BERIKUTNYA	75
BAB 7.	KESIMPULAN DAN SARAN	78
7.1.	KESIMPULAN.....	78
7.2.	SARAN.....	79
DAFTAR PUSTAKA.....		81

DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1 Perbandingan antara turbin dan PAT (Teuteberg, 2010)	5
Tabel 5. 1 Daftar Kebutuhan Perancangan	16
Tabel 5. 2 <i>Guide Line VDI 2221</i>	18
Tabel 5. 3 Pembobotan Varian 1	20
Tabel 5. 4 Pembobotan Varian 2	21
Tabel 5. 5 Pembobotan Varian 3	22
Tabel 5. 6 Karakteristik kuningan paduan impeler	39
Tabel 5. 7 Input Nilai Putaran	40
Tabel 5. 8 <i>Input</i> Nilai Momen Torsi	41
Tabel 5. 9 Benda uji impeller PAT yang di modifikasi	55
Tabel 5. 10 Data Pengujian impeller pompa sebagai PAT normal (tidak dimodifikasi)	57
Tabel 5. 11 Data Pengujian Impeller Pompa sebagai PAT dengan Ra = 0,16 μm	58
Tabel 5. 12 Data Pengujian Impeller Pompa sebagai PAT dengan Ra= 0,24 μm	59
Tabel 5. 13 Data Pengujian Impeller Pompa sebagai PAT dengan Ra = 0,40 μm	60
Tabel 5. 14 Data Pengujian impeller pompa sebagai PAT dengan pelapisan <i>coating</i> pernis	61
Tabel 5. 15 Data Pengujian impeller geometri <i>rounding</i> radius 0.5 tebal sudu	62
Tabel 5. 16 Ringkasan Hasil Ekperimen Kinerja Impeller	63
Tabel 5. 17 Spesifikasi impeller	66
Tabel 5. 18 Spesifikasi simulasi CFD	66
Tabel 5. 19 Spesifikasi Impeller	68
Tabel 5. 20 Spesifikasi simulasi CFD Pemodelan Sudut β_2 36,6°	69
Tabel 5. 21 Spesifikasi simulasi CFD Pada Pemodelan Sudut β_2 46,6°	70
Tabel 5. 22 Spesifikasi simulasi CFD Pada Pemodelan Sudut β_2 56,6°	72
Tabel 5. 23 Spesifikasi simulasi CFD pada Pemodelan Sudut β_2 66,6°	73

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1 Roadmap Penelitian.....	4
Gambar 2. 2 Pompa Sentrifugal sebagai (a) Pompa dan (b) Turbin (Jain, et al., 2014)	4
Gambar 2. 3 Pengaruh pembulatan pada sisi masuk impeller (a) blades dan (b) shroud.....	10
Gambar 2. 4 Sisi masuk impeller (a) sebelum pembulatan dan (b) sesudah pembulatan [18].....	10
Gambar 4. 1 Bagan Penelitian	12
Gambar 5. 1 Kriteria Pembobotan Evaluasi	19
Gambar 5. 2 Desain <i>pump as turbine</i> (PAT)	23
Gambar 5. 3 Pipa Varian 1 Dengan Sudut 0°	24
Gambar 5. 4 Komponen Pipa Varian 1 yang Dianalisis.....	24
Gambar 5. 5 Tampilan Hasil Analisis Kecepatan Fluida.....	38
Gambar 5. 6 Tampilan Hasil Analisis Tekanan.....	38
Gambar 5. 7 Tampilan Hasil Analisis Debit.....	38
Gambar 5. 8 Tampilan <i>Input</i> Data Material Pipa.....	39
Gambar 5. 9 Tampilan <i>Input</i> Data Material Fluida.....	39
Gambar 5. 10 Tampilan Hasil Analisa CFD.....	39
Gambar 5. 11 Kontur Kecepatan dalam Pipa Varian 1	40
Gambar 5. 12 Kontur Tekanan Dalam Pipa Varian 1	40
Gambar 5. 13 Komponen Pipa Varian 2	41
Gambar 5. 14 Pipa Varian 2 yang Dianalisis.....	41
Gambar 5. 15 Kontur Kecepatan Dalam Pipa Varian 2	42
Gambar 5. 16 Kontur Tekanan Dalam Pipa Varian 2	42
Gambar 5. 17 Pipa Varian 3 Dengan Sudut 90°	43
Gambar 5. 18 Pipa Varian 3 Yang Dianalisis.....	43
Gambar 5. 19 Kontur Kecepatan Dalam Pipa Varian 3	45
Gambar 5. 20 Kontur Tekanan Dalam Pipa Varian 3	45
Gambar 5. 21 Impeler yang digunakan	46
Gambar 5. 22 Desain CAD impeler menggunakan <i>solidworks</i>	46
Gambar 5. 23 Desain dan ukuran impeller	47
Gambar 5. 24 Segitiga kecepatan.....	39
Gambar 5. 25 Gambar impeler yang digunakan	40

Gambar 5. 26 <i>Boundary condition</i> nilai putaran dan arah putaran	41
Gambar 5. 27 <i>Boundary condition</i> nilai momen torsi dan arah gaya.....	42
Gambar 5. 28 <i>Area</i> sudu yang terkena gaya	42
Gambar 5. 29 Simulasi <i>Maximum Principal Stress</i> pada impeler	54
Gambar 5. 30 Variasi Impeller yang Diuji	55
Gambar 5. 31 Pengukuran kekasaran permukaan impeller menggunakan <i>Surface Roughness Gauge</i>	56
Gambar 5. 32 Pengukuran Kekasaran Permukaan Menggunakan <i>Digital Surface Roughness Tester</i>	56
Gambar 5. 33 Kurva Karakteristik Impeller Normal sebagai PAT.....	57
Gambar 5. 34 Kurva karakteristik impeller $Ra = 0,16 \mu m$	58
Gambar 5. 35 Kurva karakteristik impeller $Ra = 0,24 \mu m$	59
Gambar 5. 36 Kurva karakteristik impeller $Ra = 0,40 \mu m$	60
Gambar 5. 37 Kurva karakteristik impeller <i>coating</i> pernis	61
Gambar 5. 38 Kurva karakteristik geometri <i>rounding</i> radius 0,5 tebal sudu	62
Gambar 5. 39 Kurva Karakteristik Kecepatan Putar Impeller terhadap Daya Listrik yang Dihasilkan.....	63
Gambar 5. 40 Perbandingan Impeller Normal dengan Impeller <i>rounding</i> 0,5 Tebal Sudu terhadap Putaran dan Daya	65
Gambar 5. 41 Meshing Grid Finite Volute Impeller dengan Modifikasi Rounding dengan Kekasaran Permukaan $0,16 \mu m$	66
Gambar 5. 42 Grafik iterasi Impeller dengan Modifikasi Rounding dengan Kekasaran Permukaan $0,16 \mu m$	67
Gambar 5. 43 Velocity Magnitude Impeller dengan Modifikasi Rounding dengan Kekasaran Permukaan $0,16 \mu m$	67
Gambar 5. 44 Grafik Perbandingan antara Head vs Debit pada Impeller Tipe Backward Pompa Sentrifugal yang Difungsikan Sebagai Pompa	68
Gambar 5. 45 Grafik Iterasi pada Pemodelan Sudut $\beta_2 36,6^\circ$	69
Gambar 5. 46 Velocity Magnitude pada Pemodelan Sudut $\beta_2 36,6^\circ$	69
Gambar 5. 47 (a) Static Pressure pemodelan $\beta_2 36,6^\circ$, (b) outer pada blade 1 dan inner pada blade 2.....	70
Gambar 5. 48 Grafik Iterasi Pada Pemodelan Sudut $\beta_2 46,6^\circ$	71
Gambar 5. 49 Velocity Magnitude Pada Pemodelan Sudut $\beta_2 46,6^\circ$	71

Gambar 5. 50 (a) Aliran Static pressure pada sudu pemodelan sudut β_2 46,6°, (b) Static pressure pada setiap sudu	71
Gambar 5. 51 Grafik iterasi Pada Pemodelan Sudut β_2 56,6°	72
Gambar 5. 52 Velocity Magnitude pada Pemodelan Sudut β_2 56,6°	72
Gambar 5. 53 Plot Static Pressure pada Pemodelan Sudut β_2 56,6°	73
Gambar 5. 54 Grafik iterasi pada Pemodelan Sudut β_2 66,6°	74
Gambar 5. 55 Velocity Magnitude pada Pemodelan Sudut β_2 66,6°	74
Gambar 5. 56 Static Pressure pada Pemodelan Sudut β_2 66,6°	74

DAFTAR LAMPIRAN

LAMPIRAN 1 – INTERNATIONAL CONFERENCE PAPER

LAMPIRAN 2 – DRAFT INTERNATIONAL JOURNAL

LAMPIRAN 3 – GAMBAR INSTALASI PENGUJIAN PAT

BAB 1. PENDAHULUAN

1.1. LATAR BELAKANG

Pompa sebagai turbin, *Pumps as Turbines* atau yang lebih dikenal dengan istilah PAT adalah suatu pompa yang difungsikan sebagai turbin, dengan prinsip kerja kebalikan dari pompa. PAT adalah salah satu jenis pembangkit mikro hidro yang sangat cocok untuk daerah pedesaan berbukit atau pegunungan yang memiliki ketersediaan aliran air. PAT memiliki beberapa keuntungan dibandingkan jenis turbin mikro hidro lain, diantaranya adalah : [1]

1. Biaya yang lebih rendah bila dibandingkan pembangkit mikro hidro lainnya, hingga 53% [2].
2. Ketersediaan dan aplikasi yang lebih luas.
3. Desain yang sederhana dan kemudahan instalasi.
4. Komponen mudah didapatkan.
5. Usia pakai yang panjang, dapat digunakan secara terus menerus hingga 25 tahun.

Masalah utama pada PAT adalah kesulitan dalam memilih dan menentukan turbin PAT [1], karena produsen pompa umumnya hanya memberikan kurva karakteristik sebagai pompa, tanpa dilengkapi karakteristik sebagai turbin. Berbagai metode estimasi untuk memilih dan memprediksi kinerja turbin PAT telah disampaikan [3] [4], diantaranya adalah memberikan angka faktor untuk memprediksi head dan flow-rate yang dibutuhkan oleh PAT; merumuskan persamaan seperti yang dikemukakan oleh Sharma, Stepanof, McClaskey & Lundqvist; membuat kurva karakteristik dari data pompa dan eksperimental seperti yang disampaikan oleh Chapallaz, Derakhshan & Nourbakshs. Metode tersebut memprediksi kinerja PAT berdasarkan *Best Efficiency Point* (BEP) pompa dan efisiensi atau kecepatan spesifik pompa. Namun, belum ada analisis yang komprehensif terhadap metode estimasi tersebut, yang mencakup kinerja pada kondisi tanpa beban, terbeban dan kelebihan beban. Selain itu, perlu dilakukan pengujian akan kelayakan, keakurasian dan kehandalan dari beberapa metode tersebut, agar dapat diketahui metode yang terbaik dalam menentukan PAT yang sesuai dengan spesifikasi desain.

Permasalahan lain yang dihadapi pada aplikasi pompa sebagai turbin adalah efisiensi dari PAT umumnya lebih rendah bila dibandingkan turbin hidro konvensional [3]. Sehingga diperlukan peningkatan efisiensi dari turbin agar diperoleh peningkatan daya listrik yang dihasilkan oleh PAT. Peningkatan efisiensi ini dicapai, diantaranya dengan melakukan modifikasi pada impeller yaitu

dengan menggerinda ujung aliran masuk impeller [5], memotong bagian impeller [6], membulatkan bagian blade [7] [8] [9], mengurangi sudut *blade wrap* [10], bervariasi *splitter blade* [11] dan desain ulang geometri blade dengan teknik optimasi gradient based [9]. Dari penelitian-penelitian yang telah dilakukan tersebut, belum terdapat kajian yang melakukan modifikasi impeller secara terintegrasi dengan mendesain ulang bentuk dan geometri impeller, serta melakukan pemilihan material atau pelapisan impeller yang optimum untuk meningkatkan efisiensi PAT.

Efisiensi PAT juga dipengaruhi arah aliran masuk impeller yang dapat diatur berdasarkan sudut guide vane [12]. Namun informasi tentang pengaruh dari kondisi aliran masuk dan keluar impeller pada pembangkit mikro hidro PAT masih sangat minim. Sehingga penelitian yang komprehensif tentang aliran masuk dan keluar impeller perlu dilakukan untuk meningkatkan efisiensi PAT.

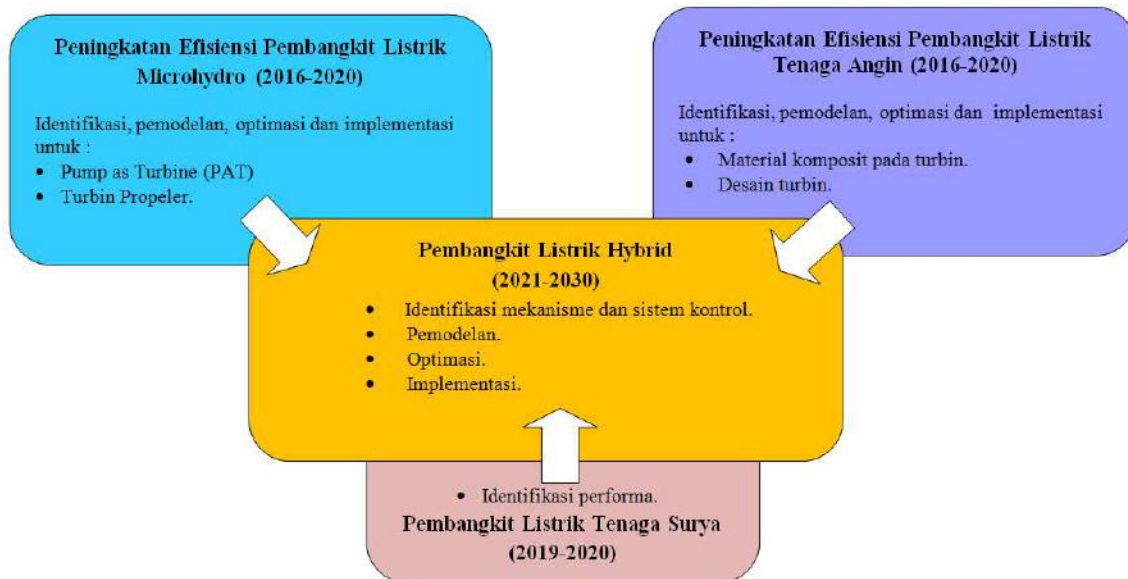
Computational Fluid Dynamic (CFD) adalah perangkat lunak yang terbukti efektif untuk menganalisis dan mensimulasikan aliran fluida. Namun, hasil eksperimen menunjukkan adanya perbedaan antara hasil analisis CFD dengan aktual yang terjadi. Perbedaan ini dapat mencapai hingga 12,31%. Hal ini disebabkan oleh pengabaian kebocoran dan kerugian pada sistem mekanik [6] [13]. Untuk mengetahui peningkatan efisiensi yang dicapai, maka perlu dilakukan verifikasi dengan mengimplementasikan PAT pada pembangkit listrik mikro hidro.

BAB 2. TINJAUAN PUSTAKA

Listrik merupakan kebutuhan energi yang sangat penting dan berpengaruh bagi kesejahteraan masyarakat. Terdapat beberapa jenis pembangkit tenaga listrik, diantaranya adalah pembangkit listrik tenaga fosil, pembangkit listrik tenaga gelombang, pembangkit listrik tenaga angin, pembangkit listrik tenaga surya, dan pembangkit listrik tenaga air. Masing-masing jenis pembangkit listrik tersebut memiliki kekurangan dan kelebihan. Untuk itu, pemilihan jenis pembangkit harus disesuaikan dengan kondisi wilayah yang akan menggunakan fasilitas tersebut, serta ketersediaan dana dan teknologi untuk pembangkit listrik yang akan dibangun.

Dengan berkurangnya cadangan minyak bumi, jenis pembangkit listrik yang menggunakan energi terbarukan menjadi salah satu pilihan utama untuk membangkitkan tenaga listrik, diantaranya adalah tenaga air, tenaga angin dan tenaga surya. Namun, ketiga jenis tenaga pembangkit listrik ini sangat tergantung pada kondisi cuaca dan musim yang terjadi. Misalnya, pada saat kondisi musim penghujan, pembangkit listrik tenaga air akan mendapatkan suplai debit air yang besar, sehingga akan meningkatkan efisiensi pembangkit listrik. Namun, disisi lain, musim penghujan akan mengurangi efisiensi pembangkit listrik tenaga surya dan tenaga angin. Hal ini berbalik untuk musim kemarau, dimana pembangkit listrik tenaga surya dan angin akan memiliki efisiensi yang lebih baik dibandingkan tenaga air.

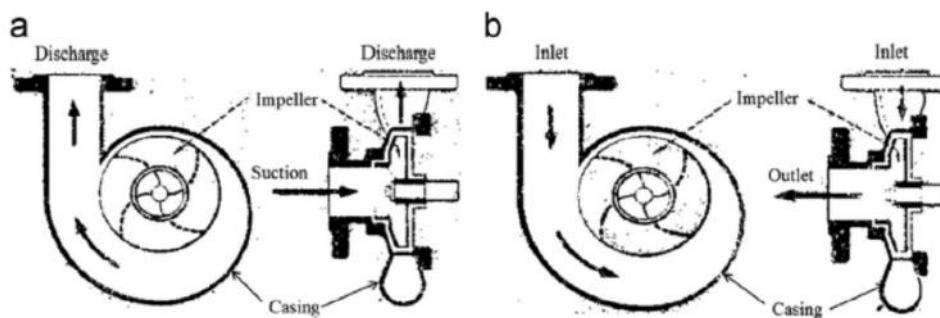
Penggabungan dua atau lebih jenis pembangkit tenaga listrik (*hybrid power plant*), misalnya tenaga air dengan tenaga surya, atau tenaga air dengan tenaga angin, akan sangat sesuai untuk Indonesia sebagai negara tropis yang memiliki dua musim. Penelitian mengenai penggabungan dua jenis pembangkit tenaga telah banyak dilakukan, namun belum terdapat analisis dan aplikasi yang spesifik untuk wilayah di Indonesia. Selain itu, masih terdapat beberapa permasalahan yang dihadapi oleh masing-masing jenis pembangkit listrik tenaga air, tenaga angin dan tenaga surya. Untuk itu diperlukan suatu penelitian berkelanjutan tentang pembangkit listrik tenaga terbarukan hingga menghasilkan pembangkit tenaga listrik hibrid, yang sesuai dengan kondisi geografis dan kebutuhan masyarakat di Indonesia. Penelitian ini dilakukan melalui tahapan-tahapan *roadmap* penelitian, seperti pada Gambar 2.1.



Gambar 2. 1 Roadmap Penelitian

Pada penelitian Tim Pascasarjana ini, akan dilakukan tahapan penelitian untuk meningkatkan efisiensi dari turbin jenis *Pump as Turbine* (PAT), sebagai salah satu bagian dari serangkaian tahapan penelitian untuk menghasilkan pembangkit listrik hibrid.

Sejarah awal penggunaan pompa sebagai turbin tidak diketahui dengan pasti (Jain, et al., 2014). Tercatat pada tahun 1931, Thoma dan Kittredge (Thoma, et al., 1931) menemukan bahwa pompa dapat dioperasikan sebagai turbin, dan sejak saat itu penelitian PAT mulai banyak dipublikasikan. Cara kerja turbin PAT adalah dengan membalikkan arah aliran dari pompa, sehingga impeller akan berputar sebagai akibat dari aliran fluida, seperti diilustrasikan pada Gambar 2.2.



Gambar 2. 2 Pompa Sentrifugal sebagai (a) Pompa dan (b) Turbin (Jain, et al., 2014)

Bila dibandingkan turbin yang memang didesain secara khusus untuk pembangkit listrik mikro hidro, turbin PAT memiliki kelebihan dan kekurangan seperti terlihat pada Tabel 2.1

Tabel 2. 1 Perbandingan antara turbin dan PAT (Teuteberg, 2010)

	Turbin	PAT
Keuntungan	Terdokumentasi dengan baik.	Biaya yang efisien.
	Efisiensi terbaik.	Tersedia secara lokal dan global.
	Variable guide untuk variasi aliran.	Mudah dalam desain dan perawatan.
Kekurangan	Mahal.	Sulit untuk menentukan kurva operasi turbin yang sesuai.
	Suplier yang sedikit.	Efisiensi yang rendah.
	Desain yang kompleks sehingga dibutuhkan perawatan ahli.	Tidak terdapat <i>variable guide vanes</i> untuk variasi aliran.
		Tidak terdokumentasi dengan baik, selayaknya turbin.

Dari tabel tersebut, dapat diidentifikasi permasalahan dari PAT yaitu :

1. Penentuan atau pemilihan turbin PAT berdasarkan kurva karakteristik pompa.
2. Efisiensi yang rendah
3. Tidak terdapat *variable guide vanes* untuk variasi aliran

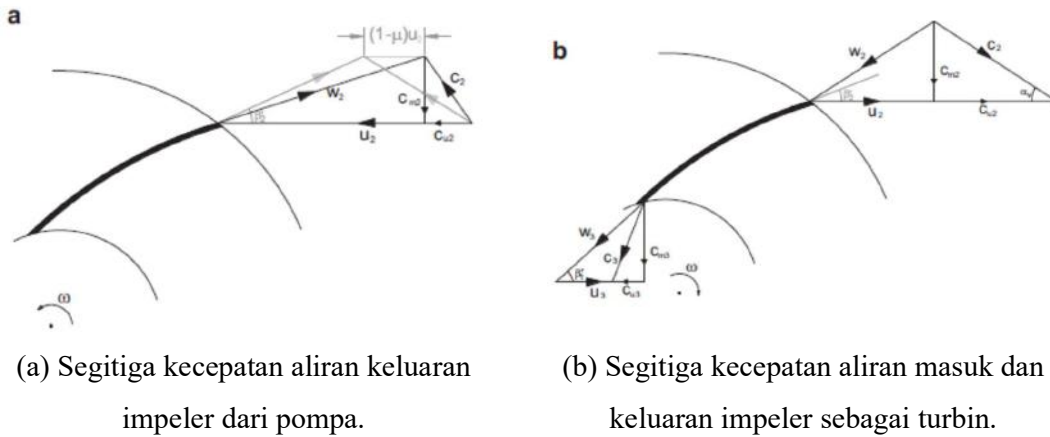
Pada penelitian tim pascasarjana ini akan dilakukan pemecahan dua masalah, yaitu identifikasi metode pemilihan turbin PAT yang akurat dan handal dari metode yang telah ada, dan peningkatan efisiensi dari turbin PAT melalui pengembangan desain dan proses manufaktur dari impeller.

2.1 PEMILIHAN DAN PREDIKSI KINERJA TURBIN PAT

Metode pemilihan pompa dan prediksi kinerja sebagai turbin dapat diklasifikasikan melalui tiga pendekatan yaitu pendekatan teoritis, pendekatan eksperimental dan pendekatan numerik. Salah satunya metode teoritik yang dikemukakan oleh Sharma dan pendekatan eksperimental oleh Stepanoff, kemudian dikembangkan dan diuji secara teoritis, numerik dan eksperimental oleh Yang dkk (Yang, et al., 2012). Analisa teoritis metode ini dikembangkan berdasarkan arah input dan output segitiga kecepatan pompa dan mode kebalikannya seperti diilustrasikan pada Gambar 2.3 berikut ini. Pada gambar tersebut dapat dilihat sudut masuk air ke impeler pada mode kebalikan (sebagai PAT) adalah sama dengan sudut volute dari impeler. Volute beroperasi sebagai guide channel. Sudut keluar air dari impeler yang berfungsi sebagai turbin adalah sama dengan sudut masuk impeler (diasumsikan tidak terjadi whirl pada keluaran PAT). Sehingga head Euler untuk mode sebagai turbin dan pompa adalah :

$$H_{p Euler} = H_{t Euler} \quad (2.1)$$

Dimana $H_p \text{ Euler}$ (m) adalah head Euler dari pompa, sedangkan $H_t \text{ Euler}$ (m) adalah head Euler dari turbin.



Gambar 2.3 Segitiga Kecepatan dari impeler dari pompa dan pombpa sebagai turbin.

Sebagai akibat slip dari jumlah blade, pompa dan turbin teoritis dapat dituliskan sebagai berikut :

$$H_p^n = \mu H_p \text{ Euler} \quad (2.2)$$

$$H_t^n = \frac{\mu H_p \text{ Euler}}{\lambda} \quad (2.3)$$

Dimana H_p^n (m) adalah head teoritis pompa, H_t^n (m) adalah head teoritis turbin, μ adalah faktor slip untuk operasi pompa $\mu < 1$, sedangkan λ adalah faktor slip untuk operasi turbin. Faktor slip untuk PAT diperkirakan sekitar 1.0.

Berdasarkan kedua mode efisiensi hidraulik, persamaan (2.2) dan (2.3) dapat dituliskan sebagai :

$$H_p = H_p^n \eta_{ph} = \mu H_p \text{ Euler} \eta_{ph} \quad (2.4)$$

$$H_t = \frac{H_t^n}{\eta_{th}} = \frac{H_t \text{ Euler}}{\lambda \eta_{th}} \quad (2.5)$$

Sehingga :

$$h = \frac{H_t}{H_p} = \frac{b}{\eta_p^a}, \quad \left(\eta_p^a = \eta_{ph} \eta_{th}, b = \frac{1}{\lambda \mu} \right) \quad (2.6)$$

Dimana a dan b lebih besar dari 1.0.

Rasio kebocoran operasi langsung sebagai pompa dan operasi sebagai turbin, adalah :

$$\frac{Q_{lt}}{Q_{lp}} = \sqrt{\frac{H_t}{H_p}} = \frac{b^{0.5}}{\eta_p^{a/2}} \quad (2.7)$$

Dimana Q_{lt} (m^3/h) adalah kebocoran debit aliran fluida turbin, Q_{lp} (m^3/h) adalah kebocoran debit aliran fluida pompa.

Rasio kecepatan teoritis untuk operasi langsung sebagai pompa dan operasi sebagai turbin, adalah :

$Q_t^n = \sqrt{\frac{H_t}{H_p}} = \frac{b^{0.5}}{\eta_p^{a/2}} \quad (2.8)$	(2.8)
$q = \frac{Q_t}{Q_p} = \frac{Q_t^n + Q_{lt}}{Q_p^n - Q_{lp}} \approx \left(\frac{Q_p^n + Q_{lp}}{Q_p^n - Q_{lp}} \right) \frac{b^{0.5}}{\eta_p^{a/2}} = c \frac{b^{0.5}}{\eta_p^{a/2}} \quad (2.9)$	(2.9)

Metode yang dikembangkan oleh Yang dkk. dengan membandingkan hasil perhitungan, analisa numerik CFD terhadap data eksperimen. Kesimpulan yang diperoleh adalah prediksi karakteristik BEP yang dihasilkan dengan metode perhitungan teoritis dan CFD lebih akurat dibandingkan dengan metode korelasi eksperimen.

Terdapat metode lain, yang dikembangkan oleh Derakhshan & Nourbakhsh (Derakhshan, et al., 2008). Dimana dengan menggunakan data eksperimen, hubungan antara beberapa parameter (γ , α_t , β_t) dapat diperoleh dengan menghitung BEP dari PAT berdasarkan BEP pompa seperti pada persamaan (..) berikut.

$$\gamma = 0.0233\alpha_p + 0.6464 \quad (2.10)$$

$$\alpha_t = 0.941\alpha_p - 0.6045 \quad (2.11)$$

$$\beta_t = 0.849\beta_p - 1.2376 \quad (2.12)$$

Dimana α_p ($m, m^3/s$) dan β_t (m, W) adalah kecepatan spesifik tak berdimensi untuk pompa dan turbin.

$$\alpha_p = \frac{N_p \cdot Q_{pb}^{0.5}}{(g \cdot H_{pr})^{0.75}} \quad (2.13)$$

$$\beta_t = \frac{N_t \cdot P_{tb}^{0.5}}{\rho^{0.5} \cdot (g \cdot H_{tb})^{1.25}} \quad (2.14)$$

$$\gamma = (h)^{-0.5} \cdot \frac{N_t}{N_p} \quad (2.15)$$

$$\alpha_t = \frac{N_t \cdot Q_{tb}^{0.5}}{(g \cdot H_{tb})^{0.75}} \quad (2.16)$$

$$\beta_p = \frac{N_p \cdot P_{pb}^{0.5}}{\rho^{0.5} \cdot (g \cdot H_{pr})^{1.25}} \quad (2.17)$$

$$\eta_{tmax} = \frac{P_{tb}}{\rho \cdot g \cdot Q_{tb} \cdot H_{tb}} \quad (2.18)$$

Derakhshan & Nourbakhsh kemudian mengemukakan satu urutan metode untuk memilih pompa yang akan digunakan sebagai turbin dengan langkah seperti dijelaskan pada Tabel 2.2. Namun, korelasi yang disampaikan hanya valid untuk pompa sentrifugal kecepatan spesifik rendah, $N_{st} = 150$ (m, kW).

Langkah 1	Menghitung kecepatan spesifik pompa nilai titiknya, N_{sp} dapat dihitung sebagai $N_{sp} = 0.3705N_{st} + 5.083$ Dimana N_{st} (m, kW) dan N_{sp} (m, m ³ /s) adalah nilai titik kecepatan spesifik turbin dan pompa.
Langkah 2	γ dapat diperoleh dengan memasukkan $\alpha_p = \frac{N_{sp}}{g^{0.75}}$ pada persamaan 2.
Langkah 3	Dengan mengetahui nilai γ dan menggunakan persamaan (2.15), h dapat diketahui.
Langkah 4	H_{pr} dapat dihitung dengan $H_{pr} = \frac{H_{tr}}{h}$.
Langkah 5	Q_{pr} dapat diperoleh dengan menggunakan N_{sp} dan mengetahui H_{pr} .
Langkah 6	PAT yang tepat akan dengan mudah dipilih ketika H_{pr} , Q_{pr} dan N_p diketahui.

Selain kedua metode tersebut, terdapat pula metode yang dikembangkan oleh Chapallaz (Teuteberg, 2010), Alatorre-Frenk (Teuteberg, 2010), Williamson dkk (Williamson, et al., 2014), A. William (Williams, 1997), Joshi, Isbasoi, Cordier, Egenda, Florez & Jimenez (Jain, et al., 2014).

2.2 PENINGKATAN EFISIENSI MELALUI PENGEMBANGAN DESAIN DAN PROSES MANUFAKTUR

Efisiensi dari turbin PAT dihitung dari rasio efisiensi keseluruhan η_o dan efisiensi generator η_g , sebagai berikut :

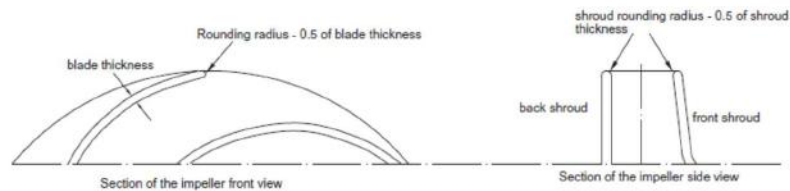
$$\eta = \frac{\eta_o}{\eta_g} \quad (2.19)$$

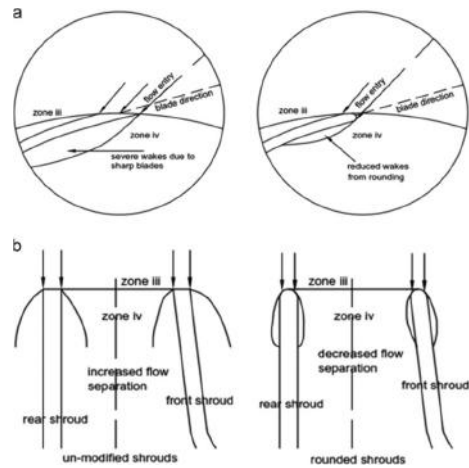
Sedangkan efisiensi keseluruhan adalah perbandingan antara daya generator $P_o = v \times I$, dimana v adalah tegangan (V) dan I adalah arus(A), dengan daya input PAT $P_i = \rho g Q H$, dimana Q adalah debit yang mengalir pada PAT (m^3/s), g adalah kecepatan gravitasi (m/s^2) dan H adalah head aliran dari PAT (m). H adalah jumlah dari tekanan, head potensial dan kinetik seperti pada persamaan berikut :

$$H = \frac{p_1 - p_2}{\rho g} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + \Delta z \quad (2.20)$$

Dimana p_1 dan p_2 adalah tekanan statik (N/m^2) pada inlet dan outlet, ρ adalah masa jenis air (kg/m^3), V_1 dan V_2 adalah kecepatan fluida (m/s) pada inlet dan outlet, sedangkan Δz adalah perbedaan beda ketinggian dari aliran 1 dan 2. [18]

Efisiensi mikro hidro berkisar antara 11,2% (Parinding, 2011) hingga 79%, dari studi literatur yang dilakukan oleh Jian dkk. (Jain, et al., 2014) dan Elbatran [1]. Peningkatan efisiensi melalui pengembangan geometri dapat dilakukan antara lain dengan membulatkan bagian blade (Singh, et al., 2011) [18], seperti ditunjukkan pada Gambar 2.3 dan Gambar 2.4.





Gambar 2. 3 Pengaruh pembulatan pada sisi masuk impeller (a) blades dan (b) shroud



Gambar 2. 4 Sisi masuk impeller (a) sebelum pembulatan dan (b) sesudah pembulatan [18]

Pembulatan impeller memberikan keuntungan peningkatan efisiensi PAT, namun untuk mengetahui keuntungan sebenarnya dari pembulatan impeller akan lebih diketahui dengan model prediksi kinerja yang akurat.

BAB 3. TUJUAN DAN MANFAAT PENELITIAN

3.1. TUJUAN KHUSUS

Selain untuk meningkatkan kualitas penelitian tesis mahasiswa program pascasarjana Teknik Mesin Universitas Pancasila, agar dapat disampaikan pada seminar internasional dan dipublikasikan pada jurnal internasional, penelitian ini memiliki tujuan khusus yaitu :

1. Mengetahui metode yang tepat dalam pemilihan pompa yang akan digunakan fungsinya sebagai turbin, PAT. Sehingga metode ini dapat diterapkan pada pemilihan pompa yang akan digunakan sebagai pembangkit listrik tenaga mikro hidro untuk daerah pedesaan berbukit atau pegunungan di Indonesia.
2. Meningkatkan efisiensi turbin PAT dengan melakukan analisis aliran fluida dan pemodelan untuk mengestimasi karakteristik dari turbin PAT.
3. Implementasi turbin PAT pada pembangkit listrik mikro hidro pada daerah pedesaan dengan kontur pegunungan, sehingga manfaatnya dapat dirasakan langsung oleh masyarakat.

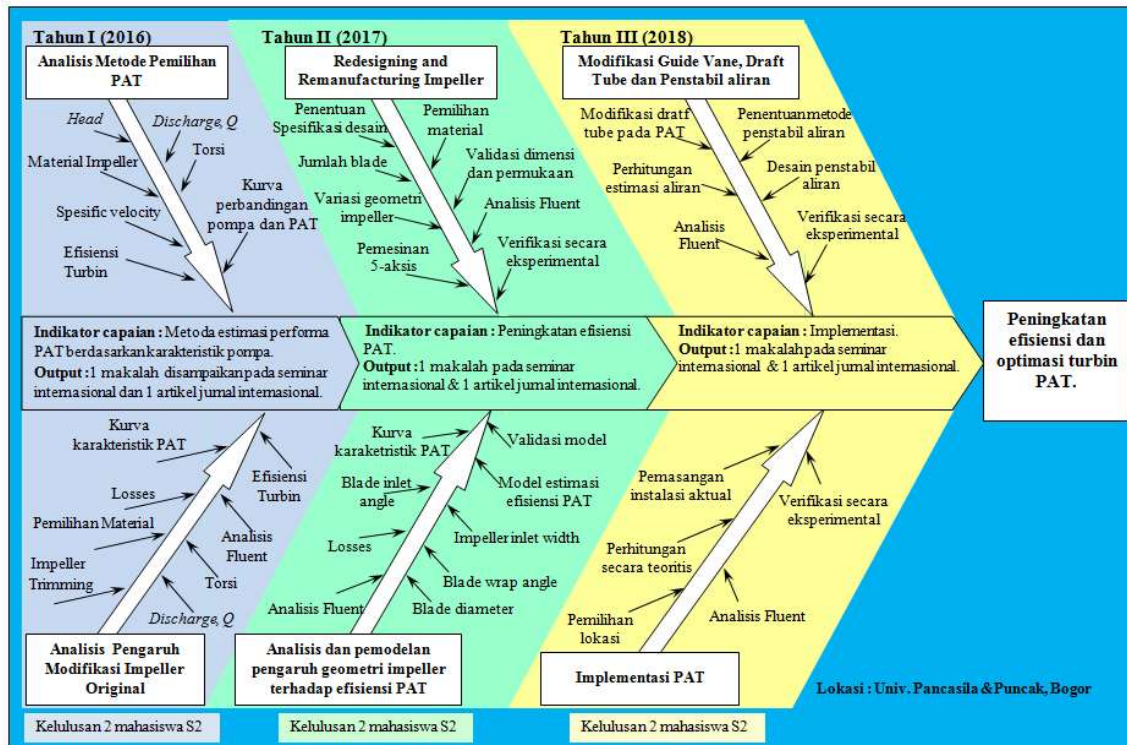
3.2. KEUTAMAAN PENELITIAN

Kebutuhan energi listrik semakin meningkat, sehingga diperlukan pengembangan dari energi terbarukan agar dapat dimanfaatkan dengan optimal. Turbin PAT merupakan salah satu pilihan turbin mikro hidro yang memiliki nilai ekonomis sangat baik dan ketersediaannya yang mudah. Namun memiliki beberapa kekurangan, salah satunya adalah efisiensi yang rendah bila dibandingkan jenis turbin lainnya. Sehingga dengan penelitian ini diharapkan dapat meningkatkan efisiensi turbin PAT melalui desain dan manufaktur kembali impeller pada turbin PAT.

Penelitian ini juga diharapkan mampu memberikan analisis dan rekomendasi metode pemilihan turbin PAT yang tepat, dari metode yang telah dikembangkan oleh peneliti lain sebelumnya. Sehingga dapat menjadi acuan untuk perencanaan pembangkit listrik mikro hidro dengan turbin PAT di Indonesia.

BAB 4. METODE PENELITIAN

Metode yang digunakan pada penelitian ini meliputi metode perhitungan teoritis berbantuan perangkat MATLAB, metode numerik dengan menggunakan perangkat lunak Fluent dan SolidWorks, dan pengujian eksperimen sebagai verifikasi dan validasi. Adapun metode dan tahapan penelitian adalah seperti diilustrasikan pada Gambar 4.1.



Gambar 4. 1 Bagan Penelitian

Untuk mengembangkan pembangkit listrik tenaga mikro hidro dengan efisiensi yang lebih baik dan dapat diimplementasikan secara nyata di Indonesia, maka penelitian ini akan dilakukan dalam enam tahapan pada tiga tahun, yaitu :

Tahun I

Tahap I. Analisis metode pemilihan PAT

Pada tahap ini akan dilakukan inventarisasi metode pemilihan PAT yang telah dipublikasikan oleh peneliti lainnya. Metode tersebut akan diklasifikasikan berdasarkan metode estimasi yang digunakan, yaitu metode teoritis, metode numerik, metode eksperimental atau kombinasi dari metode-metode tersebut. Masing-masing metode akan dimodelkan

menggunakan software, sehingga akan mempermudah proses perhitungan dan estimasi hasil yang diperoleh.

Selanjutnya, masing-masing metode akan digunakan untuk menentukan dan memprediksi kinerja turbin PAT sesuai dengan kriteria desain yang akan ditetapkan pada riset ini. Kriteria desain akan disesuaikan dengan kondisi dan karakteristik dari lokasi yang akan dipasang pembangkit listrik tenaga mikro hidro. Parameter seperti Head, discharge, kecepatan spesifik, efisiensi turbin PAT akan diperhitungkan, sehingga didapatkan pilihan pompa yang tepat untuk dijadikan turbin.

Tahap II Analisis Pengaruh Modifikasi Impeler Original

Pada tahap ini dilakukan beberapa modifikasi pada impeler untuk meningkatkan efisiensi dari PAT yang telah dipilih pada tahap I. Modifikasi terdiri dari pembulatan impeler pada ujung inlet, pemotongan bagian impeler, penggantian material impeler dan pelapisnya, dan modifikasi inklinasi dari impeller.

Efek modifikasi akan dianalisis menggunakan metode numerik berbantuan software Fluent dan diujikan secara ekperimental. Sehingga akan diketahui modifikasi yang dapat meningkatkan efisiensi PAT.

Tahun II

Tahap III Redesigning and Remanufacturing Impeller

Dimensi, bentuk geometri, material dan proses manufaktur dari impeler akan sangat mempengaruhi efisiensi dari impeler untuk menyalurkan energi fluida menjadi putaran. Untuk itu, pada tahap ini akan dilakukan *redesain* dan *remanufacturing*, dari desain impeler yang telah ada, sesuai dengan pompa yang telah dipilih pada tahap I. Redesigning meliputi variasi geometri,

Desain dari impeler akan dianalisis menggunakan ANSYS Fluent, untuk menentukan bentuk optimum yang dapat meningkatkan kinerja PAT. Pilihan desain optimum akan dimanufaktur menggunakan mesin milling 5-aksis, untuk mendapatkan keakurasian dimensi dan bentuk yang lebih baik. Impeler yang dihasilkan akan divalidasi melalui pengujian eksperimental.

Tahap IV Analisis dan Pemodelan Pengaruh Geometri Impeller terhadap Efisiensi PAT

Desain impeler, hasil simulasi ANSYS Fluent dan hasil pengujian eksperimental terkait geometri impeler akan dianalisis dan dimodelkan terhadap efisiensi yang dicapai oleh impeler.

Dimensi, bentuk geometri yang terkait dengan diameter impeler, bentuk blade (flat, inclined atau twisted), kemiringan blade, lebar dan sudut saluran masuk impeler akan dianalisis terhadap kerugian (losses) yang terjadi, putaran impeler dan efisiensi dari PAT.

Tahap V Modifikasi Draft Tube dan Penstabil Aliran

Pada tahap ini akan dilakukan modifikasi draft tube agar dapat meningkatkan tekanan aliran yang masuk dan melalui impeller. Selain itu, dilakukan pula penstabilan aliran agar impeller dilalui aliran fluida yang lebih stabil, yang akan berpengaruh pada efisiensi mikro hidro secara umum.

Modifikasi ini meliputi modifikasi bentuk, penambahan komponen pada draft tube, dan perancangan guide vane. Hasil modifikasi akan dianalisis secara numerik menggunakan ANSYS Fluent untuk mendapatkan modifikasi terbaik untuk menstabilkan aliran.

Modifikasi yang telah dianalisis selanjutnya akan diimplementasikan dan divalidasi secara eksperimental. Hasil ini diharapkan akan lebih meningkatkan PAT.

Tahap VI Implementasi PAT

Pada tahap ini dilakukan implementasi PAT sehingga dapat menghasilkan listrik pada lokasi yang terpilih. Hasil kajian dan analisis pada tahapan penelitian sebelumnya diaplikasikan untuk meningkatkan efisiensi dari pembangkit listrik mikro hidro.

BAB 5. HASIL DAN LUARAN YANG DICAPAI

5. 1. PERANCANGAN DAN PEMBUATAN INSTALASI PENGUJIAN PAT

Dalam melakukan perancangan Instalasi pembangkit listrik *Pump As Turbine* (PAT) ini, tahap pertama yang dilakukan menentukan metode (*Verein Deutscher Ingenieure*) VDI 2221 karena dianggap lebih tepat untuk proses manufaktur Rancang Bangun Kontruksi Pada Instalasi *Prototype* Pembangkit Listrik *Pump As Turbine* (PAT). Dibawah ini akan dijelaskan cara perancangan sistem dengan metode (*Verein Deutscher Ingenieure*) VDI 2221.

5.1.1. Penjelasan Tugas (*Clarifying the Task*)

Tahap ini meliputi pengumpulan informasi mengenai syarat – syarat yang diharapkan akan dipenuhi pada solusi akhir. Informasi ini menjadi suatu acuan penyusunan daftar spesifikasi. Spesifikasi merupakan suatu daftar yang berisi daftar – daftar yang diharapkan akan dipenuhi oleh konsep yang sedang dibuat. Pada saat penyusunan daftar rincian persyaratan (*requirement list*). Untuk mempermudah dalam penyusunan spesifikasi dapat dilakukan dengan meninjau aspek – aspek teknik tertentu, seperti aspek geometri, gaya, energi, material dan lain sebagainya. Dan untuk mempermudah meninjaunya dapat digunakan suatu *checklist* (daftar periksa). Di bawah ini dapat dilihat *checklist* yang merupakan pedoman pembuatan spesifikasi.

Tabel 5. 1 Daftar Kebutuhan Perancangan

Teknik Mesin FTUP	Daftar Persyaratan <i>Pump As Turbine</i> (PAT)	Tanggal : Halaman 1
D/W	Persyaratan	
	Dimensi	
D D	<ul style="list-style-type: none"> • Ukuran konstruksi rancangan bangun tidak terlalu besar • Kontruksi mudah untuk dipindahkan 	
	Material	
D W	<ul style="list-style-type: none"> • Material yang digunakan untuk rancang bangun konstruksi instalasi (PAT) aman dan tidak mudah rusak • Umur Instalasi penggunaan yang lama 	
	Energi	
D	<ul style="list-style-type: none"> • Digerakkan oleh <i>impeller</i> ber macam varian 	
	Keselamatan	
D	<ul style="list-style-type: none"> • Aman terhadap pengguna 	
	Perawatan	
D D	<ul style="list-style-type: none"> • Tidak memerlukan perawatan khusus • Pernggantian atau pemasangan komponen yang rusak mudah dilakukan 	

5.1.2. Pencarian Prinsip

Dalam pencarian prinsip solusi dari masing – masing subfungsi ditekankan bahwa untuk mendapatkan sebanyak mungkin variasi solusi. Menurut Phal-Beitz, metode pencarian prinsip pemecah masalah dibagi menjadi empat kategori, yaitu :

- a) Metode ini terdiri dari beberapa sumber diantaranya :
 1. Pencarian dalam literatur, *text book*, jurnal – jurnal teknik dan brosur yang dikeluarkan
 2. Menganalisa masalah yang terjadi seperti gejala alam atau tingkah laku makhluk hidup

3. Analogi pencarian prinsip solusi dengan membuat suatu model yang mempresentasikan suatu sistem. Analogi tidak hanya dari bidang teknik tapi juga dari bidang non – teknik
4. Pengukuran dan pengujian model. Cara ini merupakan sumber informasi yang akurat dalam mencari jawaban suatu masalah.

b) Metode Intuitif

Metode ini memberikan jawaban masalah yang rumit dengan menggunakan intuisi, artinya jawaban tersebut melintas dalam pikirannya melalui penelitian, pengalaman atau proses pemikiran yang panjang. Adapun beberapa cara yang biasa dilakukan untuk mengembangkan kemampuan intuisi ini antara lain : diskusi, *brain storming*, *synthetics*, *635 methodes* dan *delphi methods*.

c) Metode Diskursif

Etode ini memberikan jawaban masalah melalui pendekatan setahap demi setahap. Dalam metode ini penyertaan intuisi dimungkinkan walaupun terbatas pada hal – hal tidak mempengaruhi tugas secara keseluruhan.

1. Mempelajari secara sistematis prosesnya
2. Mencari bantuan dengan menggunakan klasifikasi
3. Menggunakan katalog perancangan

d) Metode Kombinasi

Metode ini mengkombinasikan solusi – solusi yang ada untuk mendapatkan kombinasi secara sistematis, perlu dibuat skema atau matrik dimana subfungsi dan prinsip solusi dimasukkan pada bentuk kolom.

5.1.3. Kombinasi dan Pemilihan Kombinasi Prinsip Solusi

Dalam Rancang Bangun Kontruksi Instalasi *Prototype* Pembangkit Listrik *Pump As Turbine* (PAT) ini dipergunakan metode kombinasi. Untuk mendapat- kan kombinasi terbaik harus dilakukan pengeleminasian dan pemilihan. Kriteria yang harus diperhatikan dalam memilih kombinasi adalah :

- 1) Sesuai dengan fungsi keseluruhan
- 2) Memenuhi *demand* dari daftar spesifikasi
- 3) Dapat diwujudkan
- 4) Sesuai dengan biaya yang diijinkan

Apabila kombinasi masih cukup banyak, maka dalam memilih kombinasi terbaik yang harus diperhatikan :

- 1) Segi keamanan dan kenyamanan
- 2) Ada kemungkinan pengembangan

Penambahan kriteria dalam pemilihan bisa dilakukan apabila kriteria dapat membantu dalam menentukan kombinasi terbaik.

5.1.4. Pembuatan Konsep Varian

Dalam pembuatan konsep varian kita harus memperhatikan segi teknik dan ekonominya. Konsep varian dapat dibuat berdasarkan data – data dibawah ini :

- 1) Sketsa dan kemungkinan bentuk rancangan dan bentuk fisiknya
- 2) Perhitungan kasar yang didasarkan pada asumsi
- 3) Penelitian lebih lanjut untuk pengembangan teknologi
- 4) Riset lapangan untuk penganalisaan
- 5) Pengujian model untuk menentukan unjuk kerja secara kuantitatif

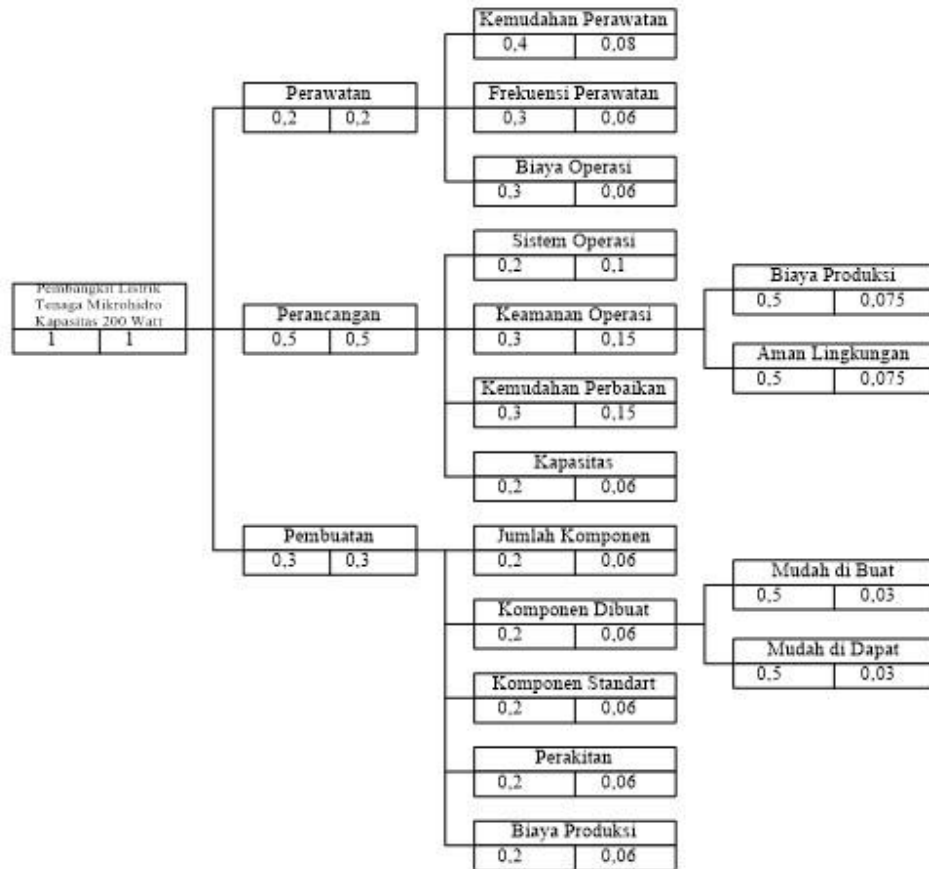
5.1.5. Evaluasi Varian

Konsep varian yang telah dibuat harus dievaluasi satu persatu, evaluasi berarti menentukan harga, keuntungan, kekuatan sebuah solusi apakah memenuhi sebuah tujuan. Evaluasi ini termasuk membandingkan sebuah solusi dengan solusi yang dianggap ideal. Dalam mengevaluasi konsep ini kita dapat menggunakan metode *guide line* VDI 2221 yang merupakan kombinasi evaluasi dari segi teknik dan ekonomi.

Tabel 5. 2 *Guide Line VDI 2221*

Skala Nilai	Arti
0	Tidak Memuaskan
1	Dapat ditolerir
2	Cukup atau memadai
3	Baik
4	Sangat Baik

5.1.6. Kriteria Pembobotan Evaluasi Desain



Gambar 5. 1 Kriteria Pembobotan Evaluasi

Dari nilai kriteria pembobotan evaluasi di atas maka pemberian nilai evaluasi dari 3 varian di atas dapat dilihat pada tabel – tabel di bawah ini :

Tabel 5. 3 Pembobotan Varian 1

No	Kriteria Evaluasi	B	Parameter	Varian 1		
				H	M	BM
1	Kemudahan Perawatan	0.08	Bentuk	Cukup	3	0.24
2	Frekuensi Perawatan	0.06	Waktu Harga	Cukup	3	0.18
3	Biaya Operasi	0.06	Pengoperasian	Cukup	2	0.12
4	Sistem Operasi	0.1	Keamanan	Baik	3	0.3
5	Keamanan Operasi	0.15	Ramah Lingkungan	Baik	3	0.45
6	Aman Lingkungan	0.075	Bentuk	Baik	3	0.225
7	Kemudahan Perbaikan	0.15	Rpm/Second	Cukup	2	0.45
8	Kapasitas Jumlah	0.06	Jumlah Komponen	Baik	3	0.18
9	Komponen	0.06	Jumlah Dipasaran	Cukup	2	0.12
10	Komponen Dibuat	0.06	Jumlah Komponen Standart	Cukup	3	0.18
11	Komponen Standart	0.06	Bentuk Komponen Harga	Cukup	2	0.12
12	Perakitan	0.06		Cukup	2	0.12
13	Biaya Produksi	0.06		Cukup	2	0.12
Jumlah		1	Jumlah			2.805

Tabel 5. 4 Pembobotan Varian 2

No	Kriteria Evaluasi	B	Parameter	Varian 2		
				H	M	BM
1	Kemudahan Perawatan	0.08	Bentuk	Cukup	2	0.16
2	Frekuensi Perawatan	0.06	Waktu Harga	Cukup	2	0.12
3	Biaya Operasi	0.06	Pengoperasian	Cukup	2	0.12
4	Sistem Operasi	0.1	Keamanan	Baik	2	0.2
5	Keamanan Operasi	0.15	Ramah Lingkungan	Baik	2	0.3
6	Aman Lingkungan	0.075	Bentuk	Baik	2	0.15
7	Kemudahan Perbaikan	0.15	Rpm/Second	Cukup	2	0.3
8	Kapasitas Jumlah	0.06	Jumlah Komponen	Baik	2	0.12
9	Komponen	0.06	Jumlah Dipasaran	Cukup	2	0.12
10	Komponen Dibuat	0.06	Jumlah Komponen Standart	Cukup	2	0.12
11	Komponen Standart	0.06	Bentuk Komponen Harga	Cukup	2	0.12
12	Perakitan	0.06		Cukup	2	0.12
13	Biaya Produksi	0.06		Cukup	2	0.12
Jumlah		1	Jumlah			2.07

Tabel 5. 5 Pembobotan Varian 3

No	Kriteria Evaluasi	B	Parameter	Varian 3		
				H	M	BM
1	Kemudahan Perawatan	0.08	Bentuk	Cukup	2	0.16
2	Frekuensi Perawatan	0.06	Waktu Harga	Cukup	3	0.18
3	Biaya Operasi	0.06	Pengoperasian	Cukup	2	0.12
4	Sistem Operasi	0.1	Keamanan	Baik	2	0.2
5	Keamanan Operasi	0.15	Ramah Lingkungan	Baik	2	0.3
6	Aman Lingkungan	0.075	Bentuk	Baik	2	0.15
7	Kemudahan Perbaikan	0.15	Rpm/Second	Cukup	2	0.3
8	Kapasitas Jumlah	0.06	Jumlah Komponen	Baik	2	0.12
9	Komponen	0.06	Jumlah Dipasaran	Cukup	2	0.12
10	Komponen Dibuat	0.06	Jumlah Komponen Standart	Cukup	2	0.12
11	Komponen Standart	0.06	Bentuk Komponen Harga	Cukup	3	0.18
12	Perakitan	0.06		Cukup	2	0.12
13	Biaya Produksi	0.06		Cukup	2	0.12
Jumlah		1	Jumlah			2.19

5.1.7. Menentukan Rating Tiap Varian

Untuk menentukan rating tiap varian di atas maka digunakan rumus sebagai berikut, sehingga :

$$\text{Varian 1} = \text{WRj} = \frac{2.805}{3 \times 15} = 0,0623$$

$$\text{Varian 2} = \text{WRj} = \frac{2.07}{3 \times 15} = 0,046$$

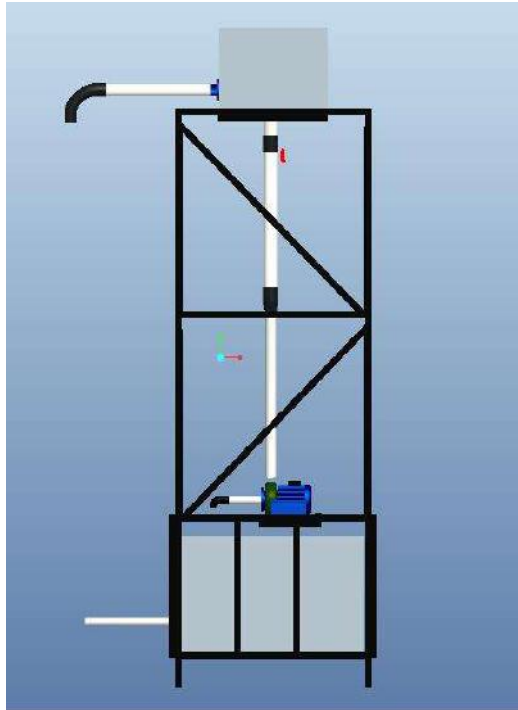
$$\text{Varian 3} = \text{WRj} = \frac{2.19}{3 \times 15} = 0,0486$$

Rangking 1 : Rating Varian 1 = 0,0623

Rangking 2 : Rating Varian 2 = 0,046

Rangking 3 : Rating Varian 3 = 0,0486

Setelah rangking ketiga varian diketahui maka perencanaan sistem pembangkit listrik tenaga mikrohidro dipilih varian 1 karena memiliki rating paling tinggi.



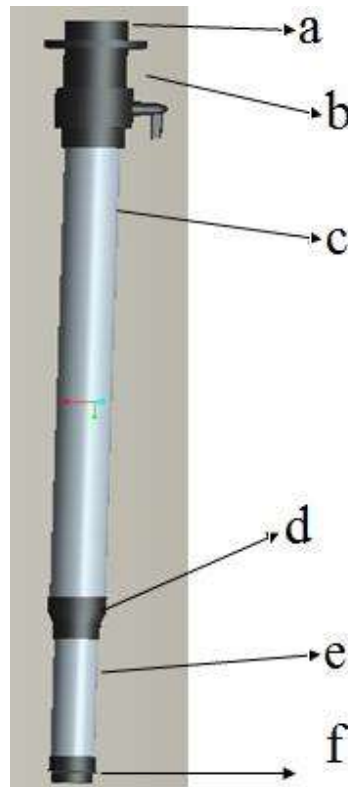
Gambar 5. 2 Desain *pump as turbine* (PAT)

Setelah membaca buku literatur, maka langkah selanjutnya melakukan pembuatan desain *pump as turbine* (PAT) dengan menggunakan metode VDI 2221. Dari pembuatan desain tersebut muncul/keluaran desain sejumlah 3 (tiga) varian yang ada, dan dilakukan kriteria pembobotan desain, dari hasil pembobotan tersebut keluar lah varian dengan nilai tertinggi. Setelah pemilihan varian tahap berikutnya adalah menganalisa aliran fluida pada sistem pemipaan instalasi pembangkit listrik *pump as turbine* (PAT).

5.1.8. Analisis Aliran Fluida Varian 1

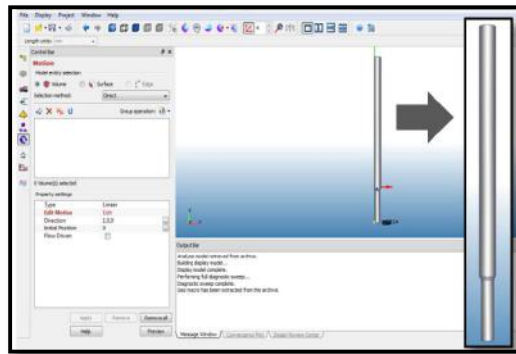
Komponen-komponen pipa yang digunakan pada Varian 1 dengan sudut 0° .

- a. *Flange* PVC 4 inch
- b. *Ball valve* 4 inch
- c. Pipa PVC 4 inch
- d. Pipa PVC 3 inch
- e. *Reducer* 4 inch x 3 inch
- f. *socket* ulir 3inch



Gambar 5. 3 Pipa Varian 1 Dengan Sudut 0°.

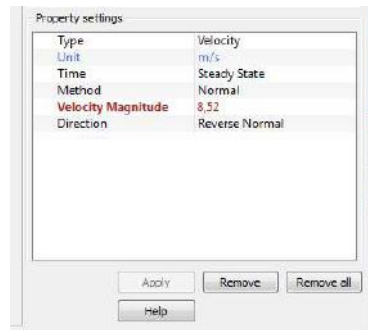
1) Perhitungan dengan CFD



Gambar 5. 4 Komponen Pipa Varian 1 yang Dianalisis

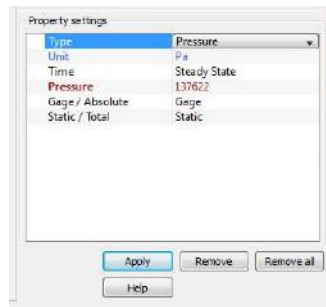
Pada analisa ini data yang pertama kali dimasukan yaitu data pada *inlet* pipa berupa kecepatan, tekanan dan debit.

- a. Kecepatan : 8,52 m/s



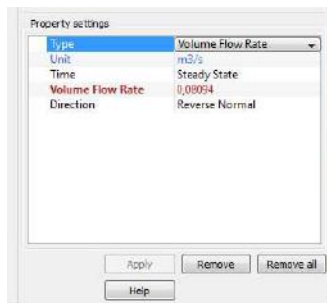
Gambar 5. 5 Tampilan Hasil Analisis Kecepatan Fluida

b. Tekanan : 137622 N/m²



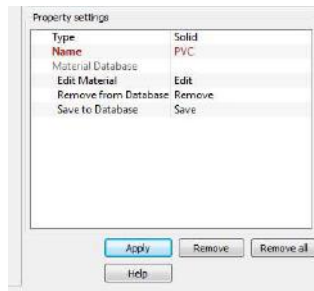
Gambar 5. 6 Tampilan Hasil Analisis Tekanan

c. Debit : 0,08094 m³/s

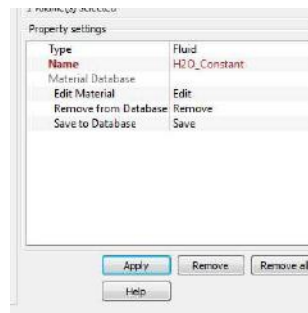


Gambar 5. 7 Tampilan Hasil Analisis Debit

Setelah data kecepatan, tekanan, dan debit dimasukkan, selanjutnya ditentukan material pipa yang dipakai dan fluida yang dipakai, yaitu material pipa yang dipakai : PVC; dan material fluida yang dipakai : Air *Water H₂O Constant*, seperti tampilan pada Gambar 5.8 dan 5.9.



Gambar 5. 8 Tampilan *Input Data Material Pipa*

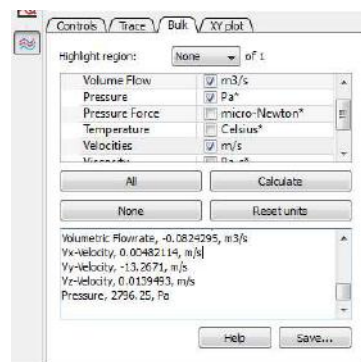


Gambar 5. 9 Tampilan *Input Data Material Fluida*

Setelah menentukan material pipa dan material fluida yang dipakai selanjutnya pipa tersebut siap dianalisa, untuk tahapan analisa membutuhkan waktu 1 menit sampai 2 menit. Setelah analisa selesai maka akan diketahui kecepatan, tekanan, dan debit pada *outlet* pipa.

Hasil analisa Varian I didapatkan :

- a. Kecepatan : 13.2671 m/s
- b. Tekanan : 2796.3 N/m² (Pa)
- c. Debit : 0.0824295 m³/s

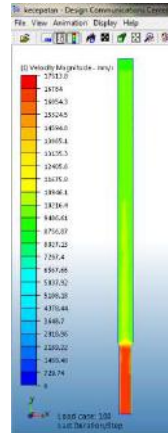


Gambar 5. 10 Tampilan Hasil Analisa CFD

Dari hasil analisa tersebut selain diketahui kecepatan, tekanan, dan debit di outlet pipa, diketahui juga bilangan Reynoldnya. Bilangan Reynold pada analisa ini adalah :

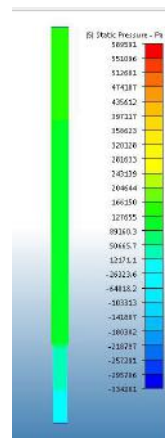
Bilangan Reynold : 1084750 aliran lebih dari > 4000 maka alirannya turbulen.

Pada analisa CFD ini dapat dilihat kontur kecepatan dan tekanan fluida di dalam pipa, kontur yang dihasilkan berupa perbedaan warna mulai dari yang terendah berwarna biru, terus meningkat sampai ke warna merah. Berikut adalah kontur kecepatan dan tekanan dalam pipa.



Gambar 5. 11 Kontur Kecepatan dalam Pipa Varian 1

Dari Gambar 5.11 tersebut dapat dilihat terjadi peningkatan kecepatan didalam pipa, peningkatan kecepatan terbesar terjadi saat fluida mengalami pengecilan penampang, dari ukuran pipa 4 inch menjadi 3 inch.



Gambar 5. 12 Kontur Tekanan Dalam Pipa Varian 1

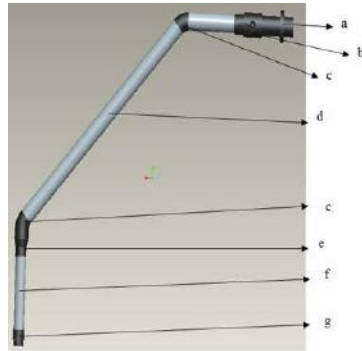
Gambar 5.12 menunjukkan terjadinya penurunan tekanan di dalam pipa. Penurunan tekanan dapat terlihat jelas perubahannya dari kontur warna hijau ke kontur warna biru,

perubahan warna mulai terlihat jelas pada saat pipa mengalami pengecilan penampang dari pipa 4 inch menjadi 3 inch.

5.1.9. Analisis Aliran Fluida Varian 2

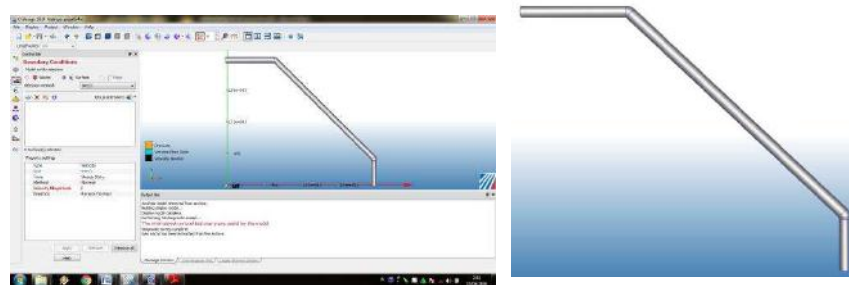
Komponen-komponen pipa yang digunakan pada Varian 2 seperti diilustrasikan pada Gambar 5.13 adalah sebagai berikut:

- a. *Flange* PVC 4 inch
- b. *Ball valve* 4 inch
- c. *Elbow* 45° 4 inch
- d. Pipa PVC 4 inch
- e. Reducer 4 inch x 3 inch
- f. Pipa PVC 3 inch
- g. *Socket* ulir 3 inch



Gambar 5. 13 Komponen Pipa Varian 2

1) Perhitungan dengan CFD



Gambar 5. 14 Pipa Varian 2 yang Dianalisis

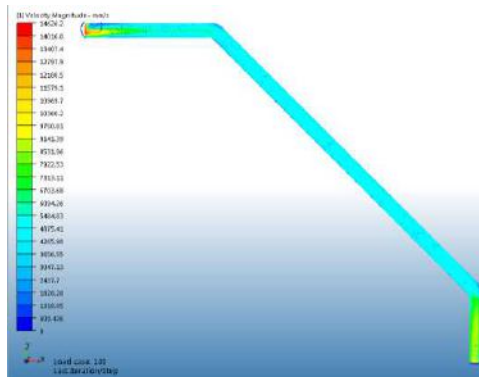
Pada analisa ini data yang pertama kali dimasukan yaitu data pada *inlet* pipa berupa kecepatan, tekanan dan debit.

- a. Kecepatan : 8,4 m/s
- b. Tekanan : 136641 N/m²
- c. Debit : 0,0798 m³/s

Setelah data kecepatan, tekanan, dan debit dimasukkan, selanjutnya ditentukan material pipa yang dipakai dan fluida yang dipakai yaitu material PVC dan H₂O konstan. Hasil dari analisa kecepatan, tekanan dan debit pada outlet pipa adalah sebagai berikut:

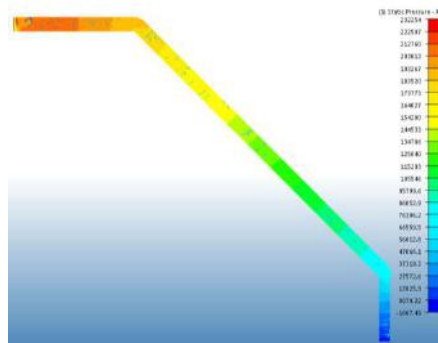
- a. Kecepatan : 6,46684 m/s
- b. Tekanan : 9564,2, Pa
- c. Debit : 0.0394708 m³/s
- d. Bilangan Reynold : 406768 aliran lebih dari > 4000 maka alirannya turbulen.

Pada analisa CFD ini dapat dilihat kontur kecepatan dan tekanan fluida di dalam pipa, kontur yang dihasilkan berupa perbedaan warna mulai dari yang terendah berwarna biru, terus meningkat sampai ke warna merah. Gambar 5.15 memperlihatkan kontur kecepatan dan tekanan dalam pipa varian 2.



Gambar 5. 15 Kontur Kecepatan Dalam Pipa Varian 2

Dari Gambar 5.15 tersebut dapat dilihat terjadi peningkatan kecepatan di dalam pipa, peningkatan kecepatan mulai terlihat ketika fluida melalui *elbow* dan turun. Perubahan warna mulai terlihat dari warna biru kehijauan yaitu pada pertengahan pipa dan perubahan warna menjadi hijau terlihat jelas ketika fluida mengalami pengecilan penampang dari ukuran pipa 4 inch menjadi 3 inch, dimana didaerah tersebut kecepatan terbesar didapat.



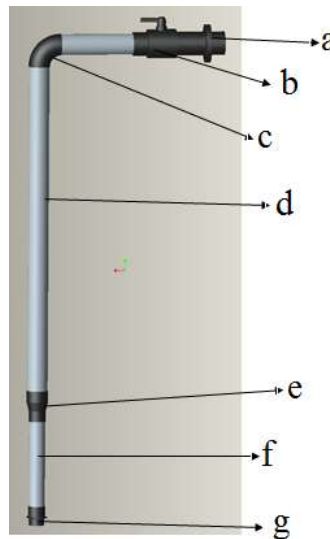
Gambar 5. 16 Kontur Tekanan Dalam Pipa Varian 2

Dari Gambar 5.16 tersebut dapat dilihat terjadi penurunan tekanan didalam pipa, penurunan tekanan dapat terlihat jelas perubahannya dari kontur warna jingga ke kontur warna kuning, hijau, biru dan biru tua. perubahan warna terlihat jelas pada pipa mulai dari *input* penampang dari pipa 4 inch hingga *output* 3 inch.

5.1.10. Analisis Aliran Fluida Varian 3

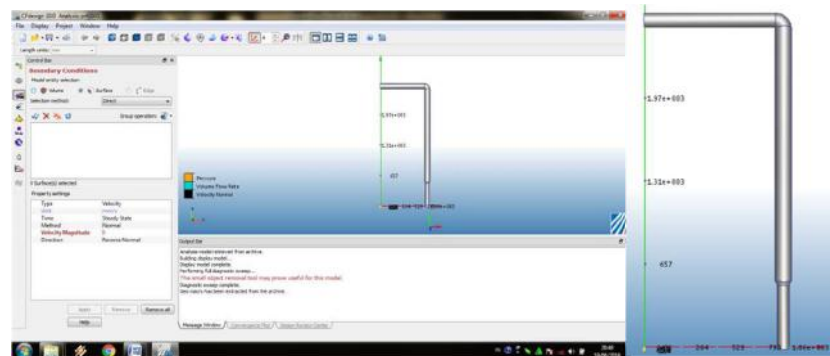
Komponen pipa varian 3 dengan sudut 90° adalah sebagai berikut

- a. *Flange* PVC 4 inch
- b. *Ball valve* 4 inch
- c. *Elbow* 90° 4 inch
- d. Pipa PVC 4 inch
- e. Reducer 4 inch x 3 inch
- f. Pipa PVC 3 inch
- g. *Socket* ulir 3 inch



Gambar 5. 17 Pipa Varian 3 Dengan Sudut 90°

1. Perhitungan Dengan CFD



Gambar 5. 18 Pipa Varian 3 Yang Dianalisis

Pada analisa ini data yang dimasukkan yaitu data pada *inlet* pipa berupa kecepatan, tekanan, dan debit adalah sebagai berikut :

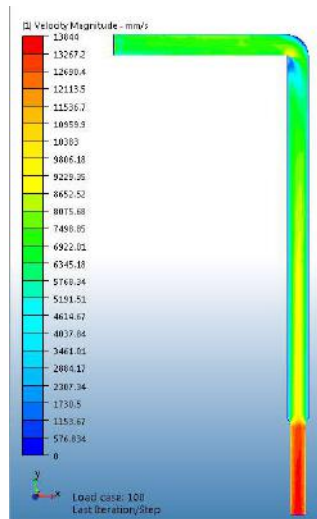
- a. Kecepatan : 8,4 m/s
- b. Tekanan : 136641 N/m²
- c. Debit : 0,0795 m³/s

Hasil analisa kecepatan, tekanan, dan debit pada *outlet* pipa untuk Varian 3 adalah sebagai berikut :

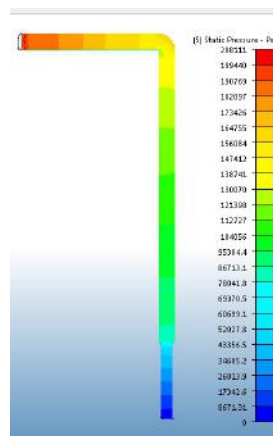
- a. Kecepatan : 9.19954 m/s
- b. Tekanan : 3939.7 N/m²
- c. Debit : 0.0489639 m³/s
- d. Bilangan Reynold : 700936 aliran lebih dari > 4000 maka alirannya turbulen.

Pada analisa CFD ini dapat dilihat kontur kecepatan dan tekanan fluida di dalam pipa, kontur yang dihasilkan berupa perbedaan warna mulai dari yang terendah berwarna biru, terus meningkat sampai ke warna merah. Gambar adalah kontur kecepatan dan tekanan dalam pipa Varian 3.

Dari 5.19 tersebut dapat dilihat pada awal pipa kecepatan stabil dengan kontur warna hijau, tetapi pada fluida mulai memasuki *elbow* terjadi penurunan kecepatan dengan kontur warna biru. Setelah melalui *elbow* kecepatan fluida mulai meningkat kembali dapat terlihat dari kontur warna dari warna hijau sampai berwarna merah. Perubahan kontur warna mulai terlihat jelas pada saat fluida melalui *elbow*, mulai dari hijau kuning lalu merah. Perubahan warna kuning menjadi merah ini terjadi ketika fluida mengalami pengecilan penampang dari ukuran pipa 4 inch menjadi 3inch, dimana di daerah tersebut kecepatan terbesar dapat terlihat.



Gambar 5. 19 Kontur Kecepatan Dalam Pipa Varian 3



Gambar 5. 20 Kontur Tekanan Dalam Pipa Varian 3

Dari Gambar 5.20 tersebut dapat dilihat terjadi penurunan tekanan didalam pipa, penurunan tekanan terlihat ketika perubahan kontur warna dari jingga menjadi kuning, kuning menjadi hijau, dan hijau menjadi biru lalu ke biru tua. Penurunan tekanan terlihat jelas pada setiap titiknya ketika fluida berada di *input* pipa pada penampang 4 inch dan *output* pipa pada penampang 3 inch.

5. 2. PENGUJIAN KARAKTERISTIK IMPELELER

5.2.1 Studi Konsep Analisa Aliran

Studi konsep analisa perhitungan *stress* impeler pada sistem *pump as turbine* (PAT) dilakukan dengan pencarian secara literatur, pengumpulan data yang sudah ada dan studi lapangan di laboratorium teknik mesin Universitas Pancasila. Data yang diperoleh dari studi

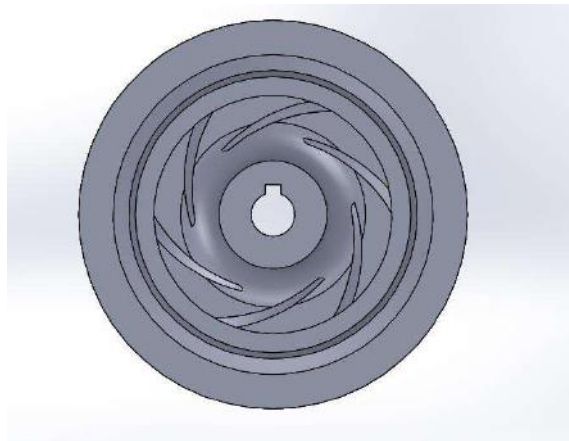
menjadi masukan untuk rencana penyempurnaan analisa perhitungan yang efektif.

1. Desain impeler yang digunakan

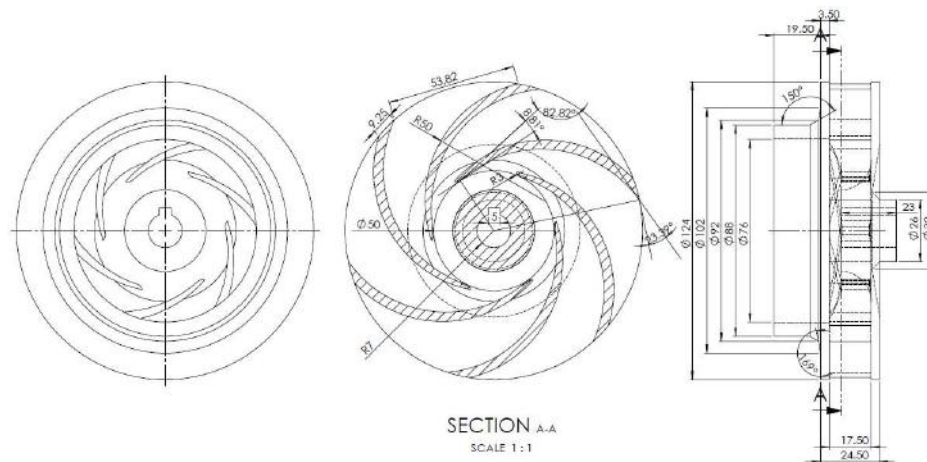
Desain impeler yang digunakan pada instalasi tersebut bertujuan untuk mengevaluasi ukuran dan standar spesifikasi impeler yang digunakan. Tahapan ini diawali dengan membuat desain impeler yang digunakan. Mencari dimensi/ukuran dari impeller tersebut menggunakan *Coordinate Measuring Machine (CMM)* di ATMI Cikarang, Jawa Barat. Impeler yang sudah diketahui dimensi/ukurannya maka dapat dibuat model 3d menggunakan *SolidWorks 2014*.



Gambar 5. 21 Impeler yang digunakan



Gambar 5. 22 Desain CAD impeler menggunakan *solidworks*



Gambar 5. 23 Desain dan ukuran impeller

2. Evaluasi Material

Dengan mencari informasi dari berbagai sumber literature yang ada selanjutnya dapat kita simpulkan dan membuat perhitungan teknis yang dibutuhkan untuk mendapatkan nilai *stress* pada saat impeler beroperasi dan sesuai harapan. Berdasarkan spesifikasi impeler yang terbuat dari bahan kuningan maka kita dapat menyimpulkan berdasarkan pada:

- 1) Sifat kuningan yang tahan terhadap korosi sehingga diharapkan dapat memperpanjang waktu penggunaan impeler.
- 2) Sifatnya yang ringan dan kuat sehingga diharapkan meningkatkan kinerja dari pompa yang digunakan.

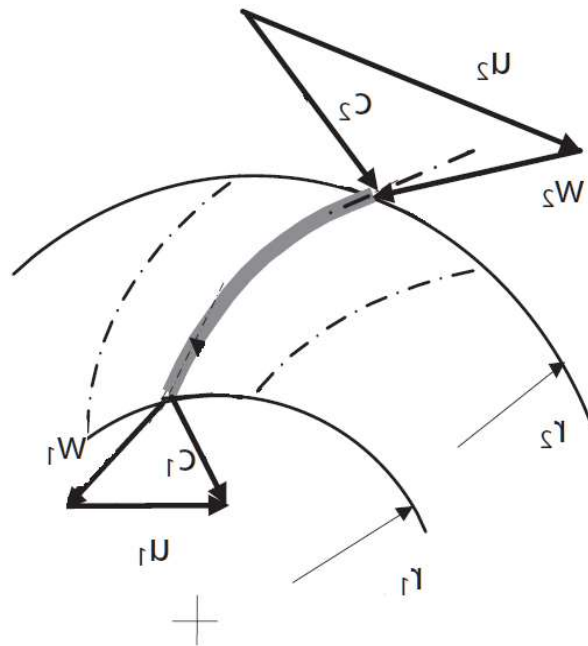
Adapun komposisi/paduan dan sifat material kuningan yang terdapat pada impeler sebagai berikut:

Tabel 5. 6 Karakteristik kuningan paduan impeler

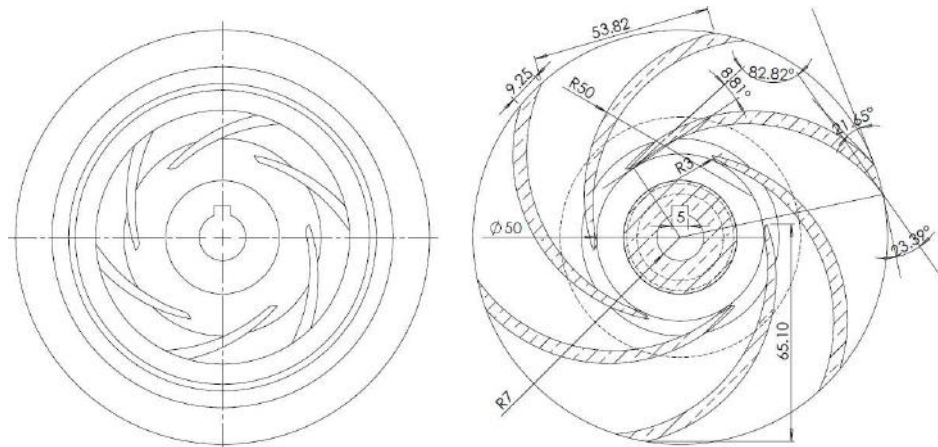
No.	Property	Value	Unit
1	Density	8500	Kg/m ³
2	Coefficient of thermal expansion	1.8 e-055	1/K
3	Elastic Modulus	1 e+011	N/m ²
4	Shear Modulus	3.7 e+010	N/m ²
5	Poisson's ratio	0.33	N/A
6	Tensile Strength	478413000	N/m ²
7	Yield strength	239689000	N/m ²
8	Thermal Conductivity	110	W/m.K
9	Specific heat	390	J/kg.K

3. Segitiga kecepatan Impeler PAT

Setelah mendapatkan data mengenai kuningan maka langkah selanjutnya adalah menentukan segitiga kecepatan pada impeler PAT, dengan sefesifikasi sebagai berikut :



Gambar 5. 24 Segitiga kecepatan



Gambar 5. 25 Gambar impeler yang digunakan

2. Kecepatan putaran

Dik: $\omega = 158,71 \text{ rad/s}$
 $= 0,062 \text{ m}$

Dit: v

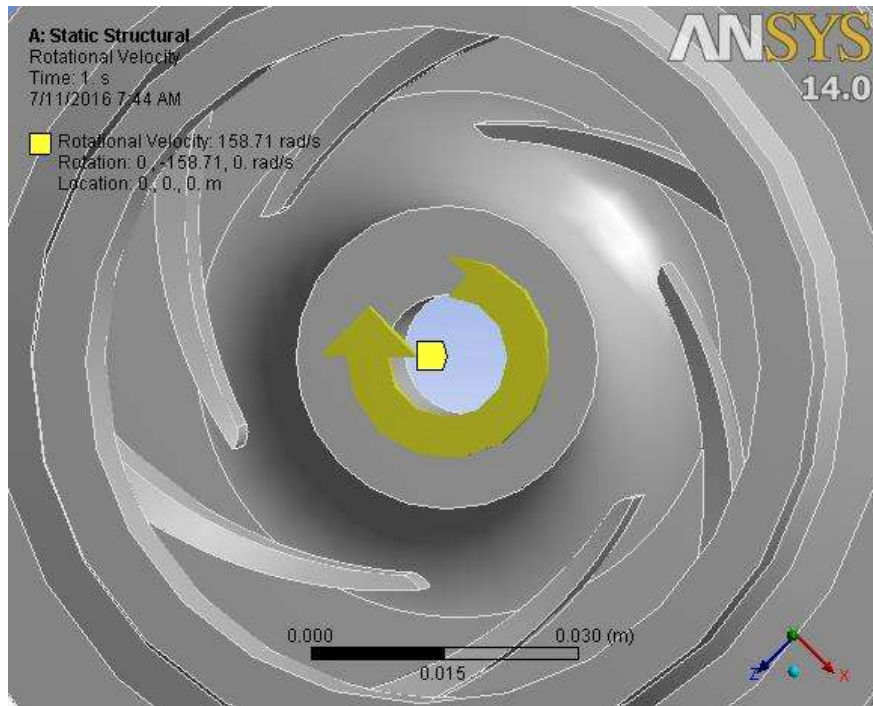
Penyelesaian:

$$v = 158,71 \text{ rad/s} \cdot 0,062 \text{ m}$$

$$v = 9,84 \text{ m/s}$$

Tabel 5. 7 Input Nilai Putaran

Details of "Rotational Velocity"	
Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	All Bodies
Definition	
Define By	Components
Coordinate System	Global Coordinate System
<input type="checkbox"/> X Component	0. rad/s (ramped)
<input type="checkbox"/> Y Component	-158.71 rad/s (ramped)
<input type="checkbox"/> Z Component	0. rad/s (ramped)
<input type="checkbox"/> X Coordinate	0. m
<input type="checkbox"/> Y Coordinate	0. m
<input type="checkbox"/> Z Coordinate	0. m
Suppressed	No

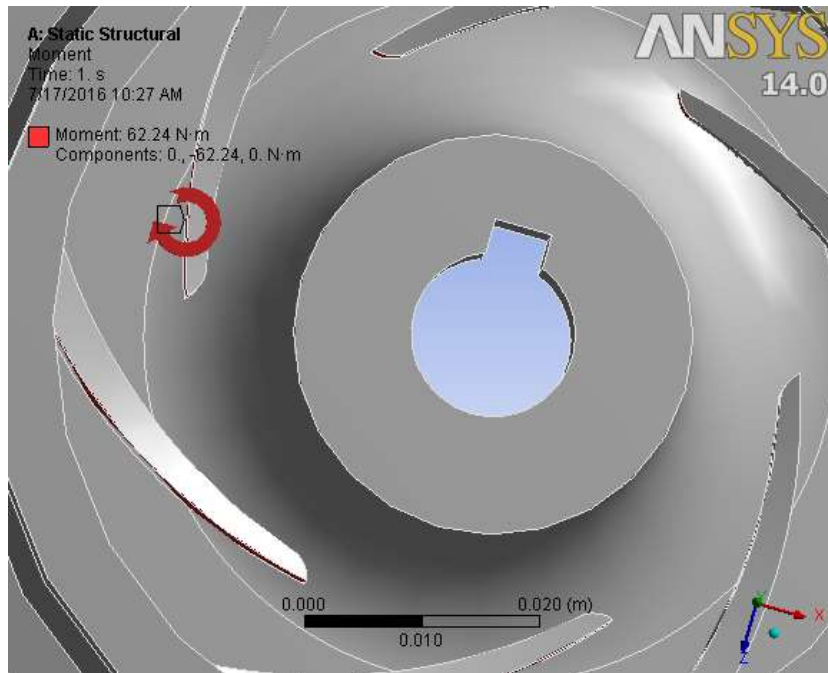


Gambar 5. 26 *Boundary condition* nilai putaran dan arah putaran

Setelah melakukan perhitungan manual kecepatan putaran impeler maka hasil dari perhitungan tersebut menjadi kondisi batas atau *boundary condition* pada simulasi tegangan yang akan dilakukan nantinya pada simulasi *static structure* di *Ansys 14.0*. Kecepatan putar impeler sebesar 158,71 rad/s dimasukan sebagai nilai kondisi batas untuk simulasi tegangan.

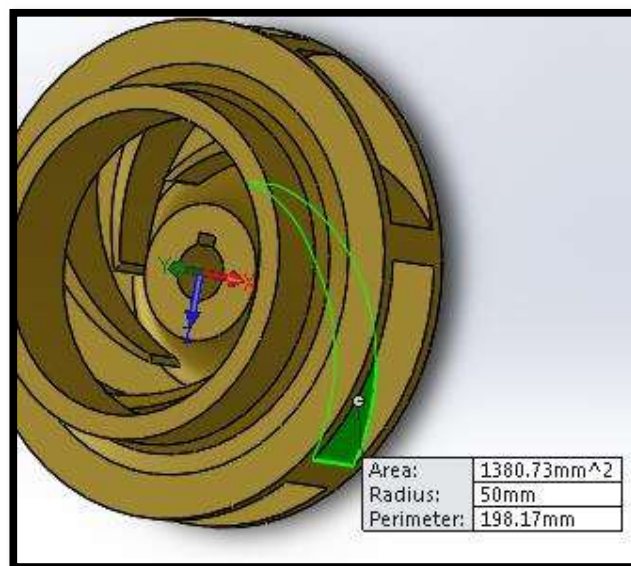
Tabel 5. 8 *Input* Nilai Momen Torsi

Details of "Moment"	
Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	55 Faces
Definition	
Type	Moment
Define By	Components
Coordinate System	Global Coordinate System
<input type="checkbox"/> X Component	0. N-m (ramped)
<input type="checkbox"/> Y Component	-62.25 N-m (ramped)
<input type="checkbox"/> Z Component	0. N-m (ramped)
Suppressed	No
Behavior	Deformable
Advanced	
Pinball Region	All

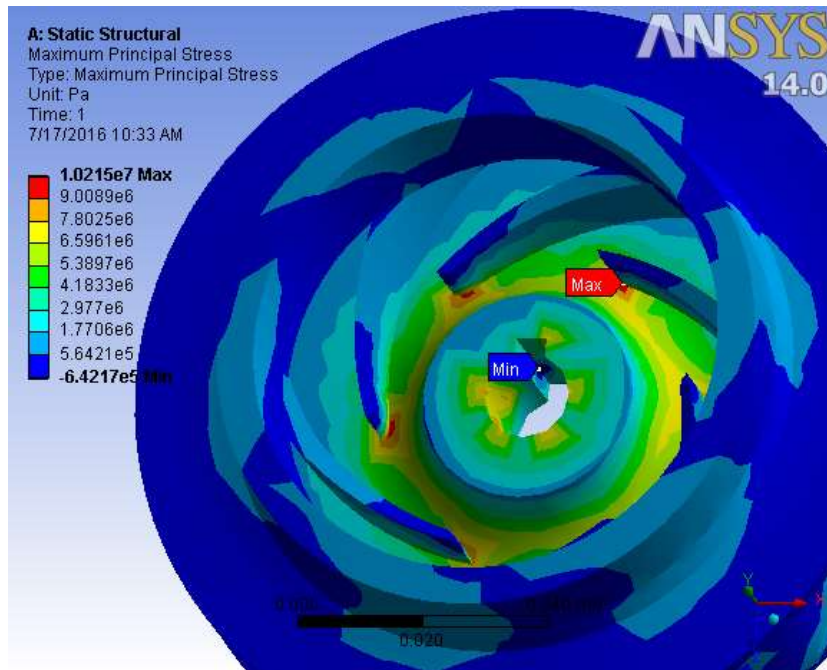


Gambar 5. 27 *Boundary condition* nilai momen torsi dan arah gaya

Setelah melakukan perhitungan manual momen torsi pada impeler maka hasil dari perhitungan tersebut menjadi kondisi batas atau *boundary condition* pada simulasi tegangan yang akan dilakukan nantinya pada simulasi *static structure* di *Ansys* 14.0. Momen torsi yang diterima impeler sebesar 62,24862 N.m dimasukkan sebagai nilai kondisi batas untuk simulasi tegangan.



Gambar 5. 28 *Area* sudu yang terkena gaya



Gambar 5. 29 Simulasi *Maximum Principal Stress* pada impeler

Setelah melakukan simulasi *stress analysis* dengan menggunakan *Ansys 14.0*, maka didapat hasil seperti gambar 5.43. Dari gambar 5.43 terlihat bahwa simulasi tegangan pada impeler mempunyai tegangan maksimum sebesar $1,0215 \times 10^7$ Pa. Terdapat tanda/warna *max* dan *min*. Pada *max* yaitu kondisi impeler mengalami tegangan yang maksimal akibat putaran dan slot poros yang mengunci impeler tersebut yang berputar yang memiliki gaya tangensial dan gaya sentrifugal. Pada *min* yaitu dimana tegangan minimum yang diterima impeler karena tidak mendapatkan tegangan akibat putaran impeler. Pada analisa simulasi ini kita dapat melihat kontur tegangan didalam impeler, kontur yang dihasilkan berupa perbedaan warna mulai dari yang terendah berwarna biru, terus meningkat sampai ke warna merah.

5.2.2 Pengujian Pengaruh Kekasaran Permukaan Impeller dan Rounding terhadap Daya yang Dihasilkan

5.2.2.1. Persiapan Benda Uji dan Peralatan Penelitian

Benda uji yang digunakan sebagai benda uji dalam penelitian ini adalah impeller pompa sentrifugal Morris tipe MFM 130A yang terbuat dari kuningan yang dipilih karena sesuai dengan spesifikasi pompa yang dilakukan pengujian sebagai PAT. Material

ini memiliki karakteristik logam yang tahan terhadap korosi dan banyak diaplikasikan pada pompa–pompa sentrifugal pasaran lokal, juga merupakan tujuan dari penelitian ini pengembangan impeller sebagai turbin pada *Pump as Turbine* (PAT). Adapun variasi modifikasi impeller yang dilakukan seperti tercantum pada Tabel 5.9.

Tabel 5. 9 Benda uji impeller PAT yang di modifikasi

Benda uji	Modifikasi	Kekasaran permukaan
Impeller 1	Normal (tanpa modifikasi)	Ra = 12 μm
Impeller 2	Penghalusan permukaan sudu impeller	Ra = 0,16 μm
Impeller 3	Penghalusan permukaan sudu impeller	Ra = 0,24 μm
Impeller 4	Penghalusan permukaan sudu impeller	Ra = 0,40 μm
Impeller 5	<i>Coating</i> pernis	-
Impeller 6	Rounding 0,5 tebal sudu	Ra = 0,16 μm

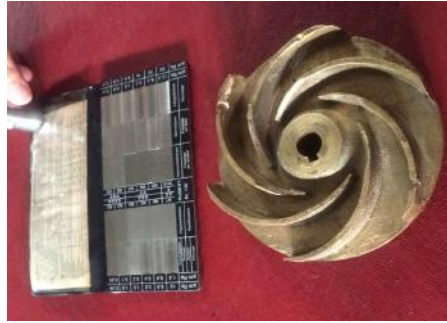


Impeller No.1 Impeller No.2 Impeller No.3 Impeller No.4 Impeller No.5 Impeller No.6

Gambar 5. 30 Variasi Impeller yang Diuji

5.2.2.2. Pengukuran kekasaran benda uji

Pengukuran benda uji atau benda uji terhadap kekasaran permukaan sudu impeller dilakukan menggunakan *Surface Roughness Gauge* (Gambar 5.31) dan *Digital Surface Roughness Tester* (Gambar 5.32) yang hasil pengukuran dapat dilihat langsung. Adapun benda uji no. 1 adalah impeller standar pompa sentrifugal (normal), karena kekasaran permukaannya hasil cor masih tinggi maka pengukurannya kekasaran permukaan menggunakan *Surface Roughness Gauge* seperti terlihat pada Gambar 5.31.



Gambar 5. 31 Pengukuran kekasaran permukaan impeller menggunakan *Surface Roughness Gauge*



Gambar 5. 32 Pengukuran Kekasaran Permukaan Menggunakan *Digital Surface Roughness Tester*

Data yang diperoleh dari pengujian karakteristik impeller pada PAT ini terdiri dari perhitungan kecepatan aliran (V m/det) dihitung dengan menggunakan persamaan rumus (2), perhitungan debit air (Q m³/det) menggunakan persamaan rumus (1) dan pengukuran putaran poros turbin (Rpm) pada masing-masing variasi kekasaran permukaan sudu impeller sebagai turbin dan variasi bukaan katup (kran) 0,25%, 0,50%, 0,75% dan 1,00 %. Pengukuran putaran poros turbin dilakukan dengan tidak menyertakan generator, hal ini bertujuan untuk mengetahui putaran awal dari hasil modifikasi kekasaran permukaan pada sudu impeller sebelum dihubungkan ke generator.

Karakteristik *Pump as Turbine* (PAT) pada kekasaran permukaan suduimpeller dapat di analisis pada pembahasan ini, maka seluruh hasil perhitungan dibuat dalam bentuk tabel hasil perhitungan dan grafik yang dapat menunjukkan karakteristik masing-masing impeller PAT dengan impeller tanpa modifikasi (normal), dan kekasaran permukaan impeller yang

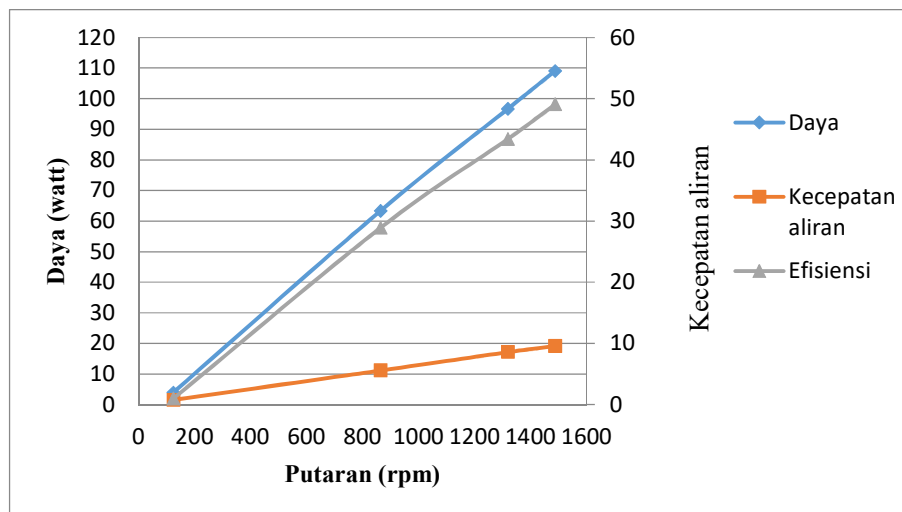
sudah dimodifikasi pada sudunya dengan nilai kekasaran permukaannya yang berbeda yaitu 0,16 μm , 0,24 μm 0,40 μm , *coating* pernis .

5.2.2.3. Analisis Data PAT pada Kekasaran Permukaan Sudu Impeller Normal (Tidak Dimodifikasi).

Kurva karakteristik PAT dengan impeller No. 1 berbentuk normal diperlihatkan pada Tabel 3, dimana terlihat bahwa putaran maksimal sebagai PAT 1.487 rpm, pada bukaan katup (kran) 1,00%, daya dihasilkan 109 Watt dan efisiensi 49 %.

Tabel 5. 10 Data Pengujian impeller pompa sebagai PAT normal (tidak dimodifikasi)

No	Bukaan Katup (kran)		Tinggi Permukaan air ke poros PAT	Kecepatan aliran	Tekanan	Putaran	Daya Listrik	Efisiensi
	derajat	%		V	P	N	P	η
			H	m/s	kg/cm ²	rpm	Watt	%
1	22,5	0,25	2,6	0,8	0,88	124	4	0,38
2	45,0	0,50	2,6	5,6	0,28	864	63	28
3	67,5	0,75	2,6	8,6	0,31	1.318	97	43
4	90,0	1,00	2,6	9,6	0,44	1.487	109	49



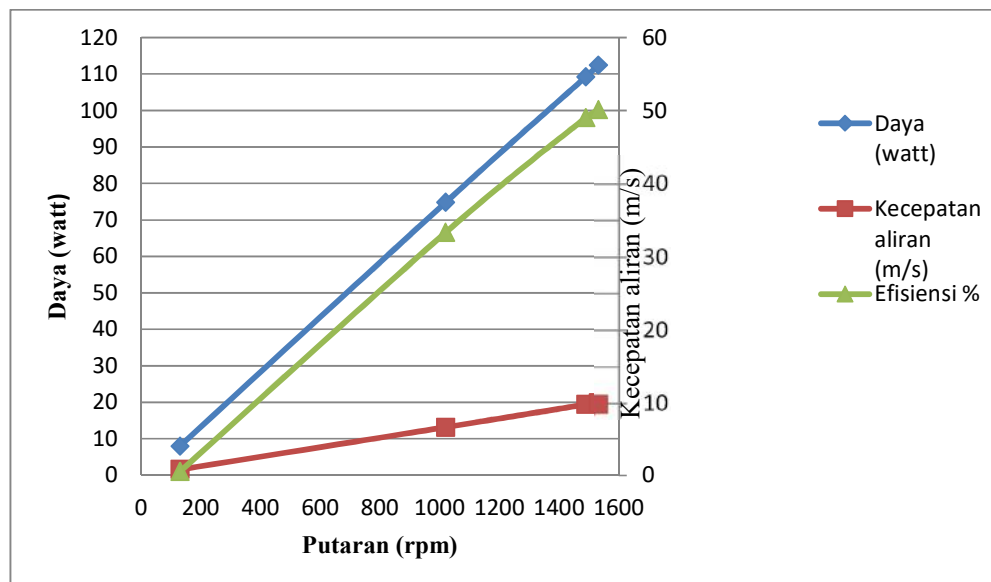
Gambar 5. 33 Kurva Karakteristik Impeller Normal sebagai PAT

5.2.2.4. Analisis data kekasaran permukaan sudu impeller Ra = 0,16 µm pada PAT

Data kurva karakteristik ada Impeller No. 2 yang mempunyai kekasaran yang terlihat pada Tabel 5.11 dan Gambar 5.34 dapat menunjuk kenaikan putaran (rpm) dan daya (Watt) yang lebih tinggi atau 3%, bila di bandingkan dengan impeller normal (tidak dimodifikasi). Kekasaran permukaan sudu impeller Ra=0,16 µm pada bukaan katup (kran) 1,00 % memiliki putaran poros 1.532 rpm, daya yang dihasilkan 112 Watt, dan efisiensi 50%.

Tabel 5. 11 Data Pengujian Impeller Pompa sebagai PAT dengan Ra = 0,16 µm

No	Bukaan Katup (kran)		Tinggi Permukaan air ke poros PAT	Kecepatan aliran	Tekanan	Putaran	Daya Listrik	Efisiensi
	derajat	%		V	p	N	P	η
			m/s	kg/cm ²	rpm	Watt	%	
1	22,5	0,25	2,6	0,8	0,88	130	8	0,5
2	45,0	0,50	2,6	6,6	0,28	1.020	74	33
3	67,5	0,75	2,6	9,7	0,31	1.489	109	49
4	90,0	1,00	2,6	9,9	0,44	1.532	112	50,05



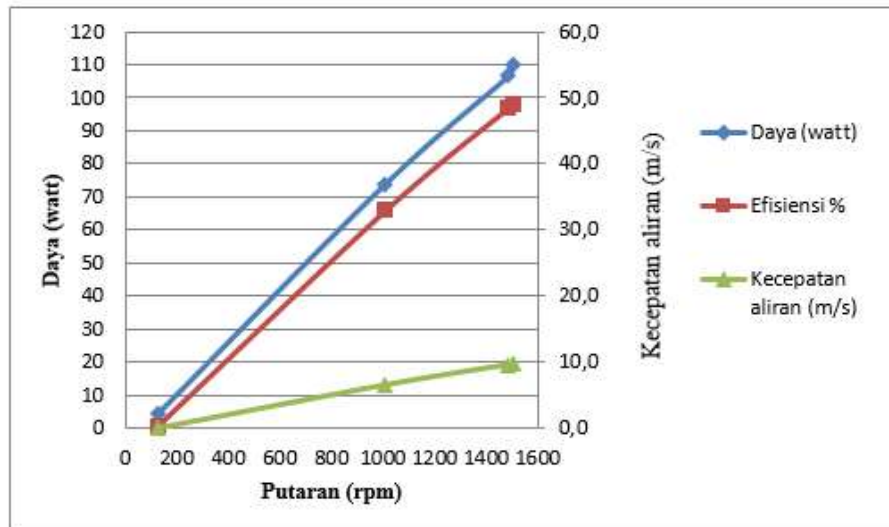
Gambar 5. 34 Kurva karakteristik impeller Ra = 0,16 µm

5.2.2.5. Analisis data kekasaran permukaan sudu impeller $Ra = 0,24 \mu\text{m}$ pada PAT

Data kurva karakteristik pada Impeller No.3 yang mempunyai kekasaran yang terlihat pada Tabel 5.12 dan Gambar 5.35 dapat menunjuk kenaikan putaran (rpm) dan daya (Watt) terhadap impeller normal (tidak dimodifikasi) 1,1 %, sedangkan dengan impeller No.2 yang mempunyai kekasaran permukaan sudu impeller $Ra=0,16 \mu\text{m}$ terjadi penurunan 1,9% pada bukaan katup (kran) 1,00 % . Hasil data eksperimen pada impeller No.3 memiliki putaran poros 1.503 rpm, daya yang dihasilkan 110,3 Watt, dan efisiensi 49%.

Tabel 5. 12 Data Pengujian Impeller Pompa sebagai PAT dengan $Ra= 0,24 \mu\text{m}$

No	Bukaan Katup (kran)		Tinggi Permukaan air ke poros PAT	Kecepatan aliran	Tekanan	Putaran	Daya Listrik	Efisiensi
	Derajat	%		V	p	N	P	η
			H	m/s	Kg/cm ²	rpm	Watt	%
1	22,5	0,25	2,6	0,8	0,88	126	4.3	04
2	45,0	0,50	2,6	6,5	0,28	1.008	74	33
3	67,5	0,75	2,6	9,6	0,31	1.482	106	48
4	90,0	1,00	2,6	9,8	0,44	1.503	110,3	49



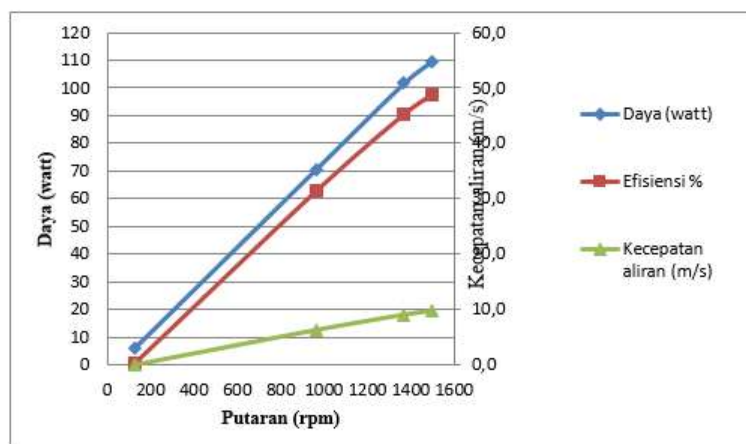
Gambar 5. 35 Kurva karakteristik impeller $Ra = 0,24 \mu\text{m}$

5.2.2.6. Analisis Data Kekasaran Permukaan Sudu Impeller Ra = 0,40 µm pada PAT

Data kurva karakteristik pada Impeller No.4 yang mempunyai kekasaran yang terlihat pada Tabel 5.13 dan Gambar 4.4 dapat menunjuk kenaikan putaran (rpm) dan daya (Watt) terjadi peningkatan 0,54 %, apabila di bandingkan dengan impeller normal (tidak dimodifikasi), sedangkan dengan impeller No.2 dan No.3 yang mempunyai kekasaran permukaan sudu impeller Ra=0,16 µm dan Ra=0,24 µm terjadi penurunan putaran 2,4 % dan 0,54% pada bukaan katup (kran) 1,00 %. Hasil data eksperimen pada impeller No.4 memiliki putaran poros 1.495 rpm, daya yang dihasilkan 109,7 Watt, dan efisiensi 48,8%.

Tabel 5. 13 Data Pengujian Impeller Pompa sebagai PAT dengan Ra = 0,40 µm

No	Bukaan Katup (kran)		Tinggi Permukaan air ke poros PAT	Kecepatan aliran	Tekanan	Putaran	Daya Listrik	Efisiensi
	derajat	%		V	p	N	P	η
			m/s	kg/cm ²	rpm	Watt	%	
1	22,5	0,25	2,6	3,0	0,88	125	6	0,4
2	45,0	0,50	2,6	6,2	0,28	963	70,6	31,5
3	67,5	0,75	2,6	9,0	0,31	1389	101,9	45,4
4	90,0	1,00	2,6	9,7	0,44	1495	109,7	48,8



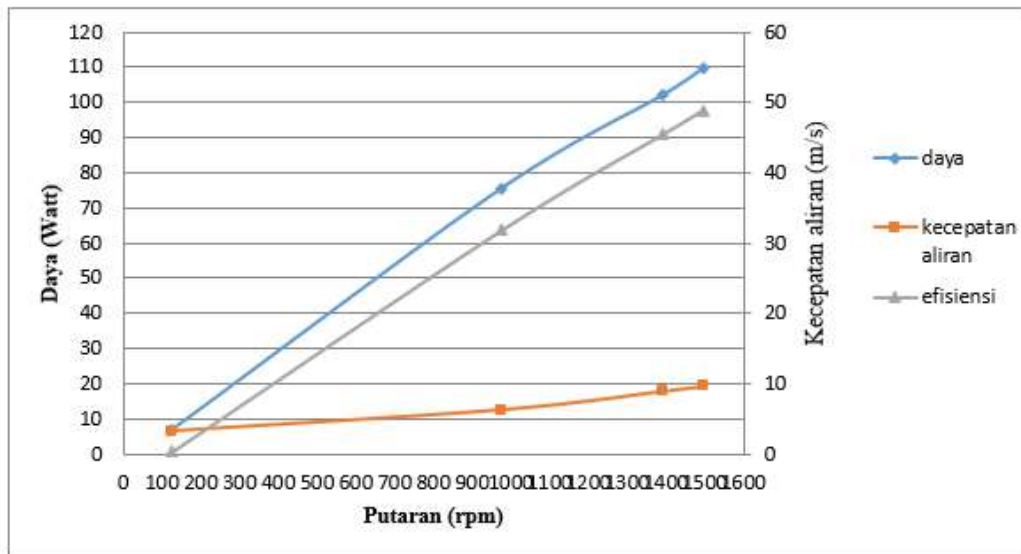
Gambar 5. 36 Kurva karakteristik impeller Ra = 0,40 µm

5.2.2.7. Analisis Data Impeller Pelapisan Coating Pernis sebagai Turbin PAT

Data kurva karakteristik dari bentuk ini diperlihatkan pada Impeller No.5 dimana kurva karakteristiknya hasil *coating* pernis putaran yang dihasilkan 1.487 rpm, daya 109,9 Watt dan efisiensi 48,9%. Pada pengujian ini, impeller yang dimodifikasi dengan menggunakan lapisan *coating* pernis, bila dibandingkan dengan impeller normal (tidak dimodifikasi) ada peningkatan putaran dari 1.487 rpm menjadi 1.498 rpm atau naik 0,74%.

Tabel 5. 14 Data Pengujian impeller pompa sebagai PAT dengan pelapisan *coating* pernis

No	Bukaan Katup		Tinggi Permukaan air ke poros PAT	Kecepatan aliran	Tekanan	Putaran	Daya Listrik	Efisiensi
	derajat	%		V	p		P	η
			H	m/s	kg/cm ²	Watt	%	
1	22,5	0,25	2,6	3,2	0,88	127	7	0,37
2	45,0	0,50	2,6	6,3	0,28	976	75,6	31,8
3	67,5	0,75	2,6	9,0	0,31	1.394	102,3	45,5
4	90,0	1,00	2,6	9,7	0,44	1.498	109,9	48,9



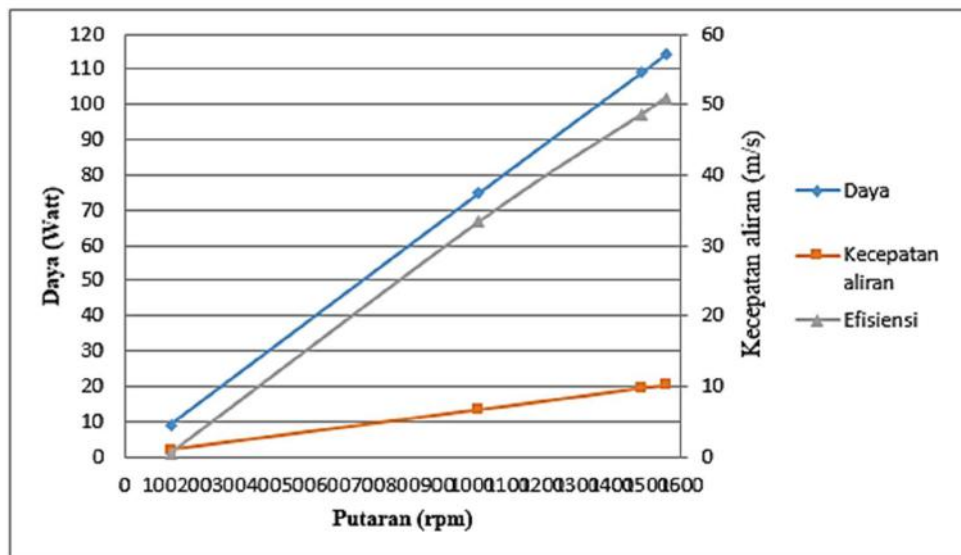
Gambar 5. 37 Kurva karakteristik impeller *coating* pernis

5.2.2.8. Analisis Geometri *Rounding* Radius 0,5 Tebal Sudu Impeller terhadap Kinerja PAT

Hasil data kurva karakteristik geometri *rounding* radius 0,5 tebal sudu impeller pada impeller dengan kekasaran permukaan sudu $Ra=0,16\mu m$, dapat meningkatkan putaran poros yang cukup signifikan yaitu 1.557 rpm, daya 114,2 Watt dan efisiensi 50,9 %. Apabila dibandingkan dengan dengan impeller normal (tidak dimodifikasi) terjadi peningkatan putaran 4,7% . Adapun data analisis dapat di lihat Tabel 5.15 dan Gambar 5.38.

Tabel 5. 15 Data Pengujian impeller geometri *rounding* radius 0.5 tebal sudu

No	Bukaan Katup (kran)		Tinggi Permukaan air ke poros PAT	Kecepatan aliran	Tekanan	Putaran	Daya Listrik	Efisiensi
	derajat	%		V	p	N	P	η_p
			H	m/s	kg/cm ²	rpm	Watt	%
1	22,5	0,25	2,6	0,9	0,88	134	9	0,5
2	45,0	0,50	2,6	6,6	0,28	1.020	74,8	33,3
3	67,5	0,75	2,6	9,7	0,31	1.489	109,2	48,6
4	90,0	1,00	2,6	10,1	0,44	1.557	114,2	50,9



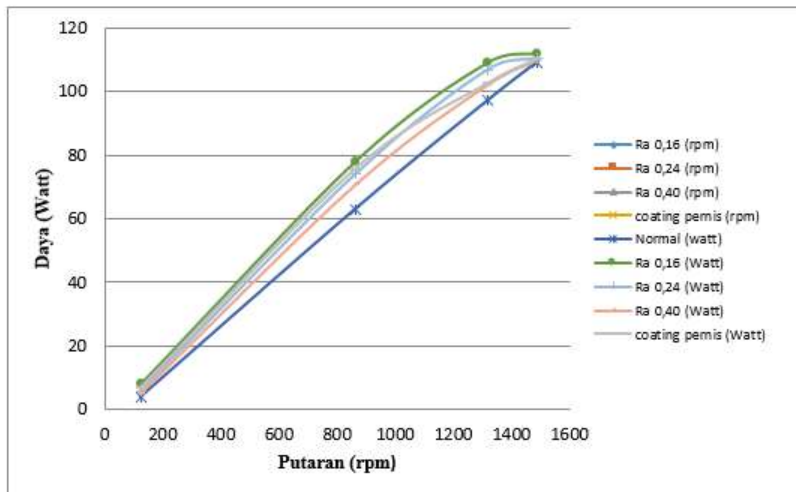
Gambar 5. 38 Kurva karakteristik geometri *rounding* radius 0,5 tebal sudu

5.2.3 Analisis Pengaruh Modifikasi Kekasaran Permukaan (Ra) Sudu Impeller terhadap karakteristik kinerja PAT

Setelah dilakukan analisis karakteristik pada setiap kekasaran permukaan sudu impeller, maka berikut ini dapat dilihat seberapa besar pengaruh masing-masing modifikasi impeller terhadap karakteristik PAT dibandingkan dengan PAT yang menggunakan impeller standar pompa (normal). Sesuai hipotesis yang disampaikan dalam Bab.II, dengan melakukan penghalusan kekasaran permukaan Ra 0,0002mm ~0,0004mm pada sudu impeller pompa sentrifugal, maka putaran dan daya meningkat 4%, apabila digunakan sebagai turbin pada PAT. Namun dalam pelaksanaan eksperimen yang dilakukan terjadi peningkatan 3% pada Tabel 4.7 di bawah ini;

Tabel 5. 16 Ringkasan Hasil Ekperimen Kinerja Impeller

	Putaran (N) (rpm)	Kecepatan aliran (V) m/s	Daya (P) Watt	Efisiensi (η)%	Peningkatan terhadap kinerja PAT
Impeler Normal	1.487	9,6	109	49	–
Impeller Ra 0,16	1.532	9,9	112	50	Meningkat 3% dari impeller normal
Impeller Ra 0,24	1.503	9,8	110	49	Meningkat 1,1% dari impeller Normal
Impeller Ra 0,40	1.495	9,7	109,7	48,8	Meningkat 0,54% dari impeller normal
Impeller <i>coating</i> pernis	1.498	9,7	109,9	48,9	Meningkat % dari impeller normal



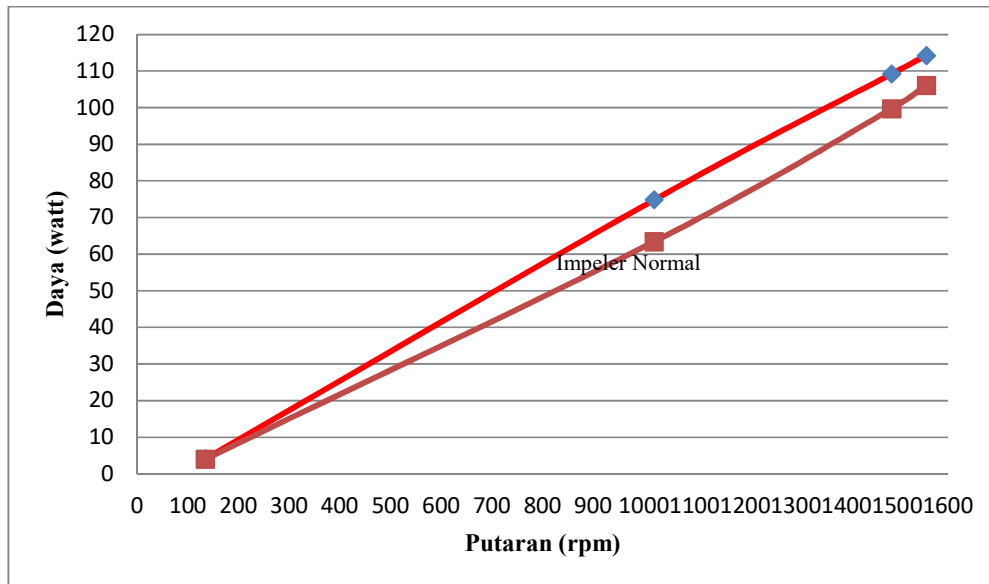
Gambar 5. 39 Kurva Karakteristik Kecepatan Putar Impeller terhadap Daya Listrik yang Dihasilkan

Gambar 5.39 menunjukkan grafik hubungan antara putaran turbin terhadap daya yang dihasilkan (Watt) untuk setiap variasi tingkat kekasaran permukaan sudu impeller. Dilihat dari grafik diatas, impeller dengan kekasaran permukaan Ra 0,16 μm mengalami putaran terbesar, yaitu sebanyak 1.532 rpm dan daya yang dihasilkan 112 Watt, sedangkan impeller dengan kekasaran permukaan Ra 0,40 μm mengalami putaran terkecil, yaitu sebesar 1.495 rpm untuk daya yang dihasilkan sebesar 48,8 Watt. Hal yang sama juga terjadi pada variasi kekasaran permukaan pada impeller lainnya.

Dari penjelasan di atas, dapat diketahui bahwa penyebab dari perbedaan nilai rpm dan daya yang dihasilkan terdapat pada perbedaan kekasaran permukaan pada impeller, dimana semakin halus permukaan pada sudu impeller sebagai turbin, semakin besar pula putaran (rpm) dan daya (Watt). Modifikasi impeller dapat dilihat pada Tabel 3.1. Dari tabel tersebut dapat dilihat bahwa setiap impeller mengalami perubahan kekasaran dari impeller 1 sampai impeller 4 yaitu 12 μm , 0,16 μm , 0,24 μm dan 0,40 μm . Dengan adanya perubahan kekasaran permukaan pada sudu impeller, gaya hambat putaran yang bekerja pada impeller juga mengalami perubahan. Menurut Persamaan (2.3) besarnya gaya hambat putaran dipengaruhi oleh kecepatan aliran yang mengalir pada permukaan sudu impeller. Jadi, semakin kasar permukaan sudu impeller, semakin besar gaya hambatan kecepatan aliran yang menekan permukaan sudu impeller yang bergesekan dengan impeller sehingga menyebabkan gaya hambat semakin besar sehingga putaran impeller menjadi semakin berkurang.

Pada grafik terlihat ada beberapa impeller yang putarannya memiliki nilai yang sangat berdekatan, yaitu terjadi pada impeller 3 dan 4. Untuk impeller 3 dan impeller 4, putaran impeller 3 lebih besar dari pada impeller 4 dengan kekasaran permukaan sebesar 0,24 μm dan 0,40 μm . Penyebabnya, yaitu karena besar kekasaran permukaan kedua impeller tersebut tidak terlalu jauh, yaitu hanya selisih 0,16 μm , begitu juga dengan impeller 5.

Tingkat kekasaran permukaan 0,16 μm ditambah dengan modifikasi *rounding* dengan radius 0,5 tebal sudu meningkatkan putaran yang dihasilkan dari 1.532 rpm menjadi 1.557 rpm dan daya dari 112.4 Watt menjadi 114.2 Watt.



Gambar 5. 40 Perbandingan Impeller Normal dengan Impeller *rounding* 0,5 Tebal Sudu terhadap Putaran dan Daya

Daya yang dihasilkan pada Gambar 4.10 menggambarkan usaha dari hasil putaran dari suatu gaya. Nilainya dapat diketahui dengan menggunakan Persamaan (2.5). Dari grafik tersebut diatas dapat dilihat bahwa nilai daya semakin bertambah seiring dengan bertambahnya putaran yang dihasilkan. Ini berarti semakin besar putaran (rpm) yang dihasilkan, semakin besar pula daya (Watt) yang dihasilkannya, namun sebaliknya putaran yang dihasilkan impeller semakin kecil, semakin kecil pula daya (Watt) yang dihasilkan.

Secara umum untuk PAT memiliki nilai daya yang lebih kecil bila dibandingkan dengan jenis turbin lainnya. PAT ini tidak mampu melakukan berputar pada kecepatan aliran atau debit air yang relatif rendah. Dengan memodifikasi impeller untuk meningkatkan putaran (rpm) yang besar, PAT mampu menghasilkan daya (Watt) secara optimal walaupun dengan PAT tidak di desain khusus sebagai turbin. Nilai putaran dari suatu impeller sebagai turbin berhubungan dengan efisiensi. Semakin besar kecepatan putaran, semakin besar pula efisiensi turbin dengan nilai efisiensi maksimum adalah sebesar 50,9 %. PAT memiliki putaran impeller yang rendah, yaitu putaran kurang dari 1.000 rpm sehingga efisiensi yang dihasilkan dari PAT ini juga rendah.

5.2.4 Simulasi Aliran pada Impeller Modifikasi Rounding dengan Kekasaran Permukaan 0,16 μm

Dari hasil pengujian eksperimental yang telah dilakukan, untuk dapat mengetahui aliran fluida pada impeller pompa sentrifugal yang difungsikan sebagai turbin, maka analisa

dilakukan dengan metode CFD model tiga dimensi kondisi tunak. Model turbulensi menggunakan k-e. Desain impeller diadopsi dari penelitian secara eksperimental dengan material impeller berbahan kuningan dapat dilihat pada tabel berikut:

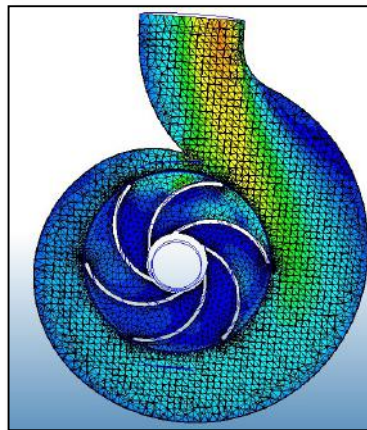
Tabel 5. 17 Spesifikasi impeller

Spesifikasi	Ukuran
Diameter luar impeller	124 mm
Diameter inlet impeller	88 mm
Sudut inlet sudu impeller β_1	61,67°
Sudut outlet sudu impeller β_2	17°
Jumlah Sudu	6
Ketebalan sudu impeller	3.25 mm
Kekasaran permukaan blades	0,16 μm

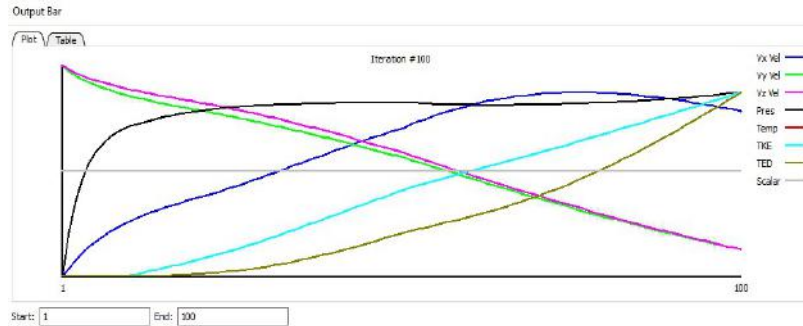
Tabel 5. 18 Spesifikasi simulasi CFD

Spesifikasi	Ukuran
Tekanan masuk atau velocity inlet	103287 Pa
Tekanan keluar atau pressure outlet	0 Pa
Material fluida	H ₂ O Constant
Material Solid	Bronz
Meshing count	797675
Iteration to run	100
Model Turbulensi	k-e

Dari hasil simulasi dengan menggunakan perangkat lunak CFD, berikut meshing grid dan grafik iterasi pompa sentrifugal yang difungsikan sebagai turbin adalah seperti ditunjukkan pada Gambar 5.41.

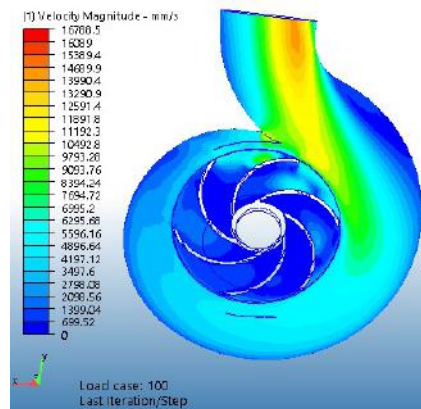


Gambar 5. 41 Meshing Grid Finite Volute Impeller dengan Modifikasi Rounding dengan Kekasaran Permukaan 0,16 μm



Gambar 5. 42 Grafik iterasi Impeller dengan Modifikasi Rounding dengan Kekasaran Permukaan 0,16 μm

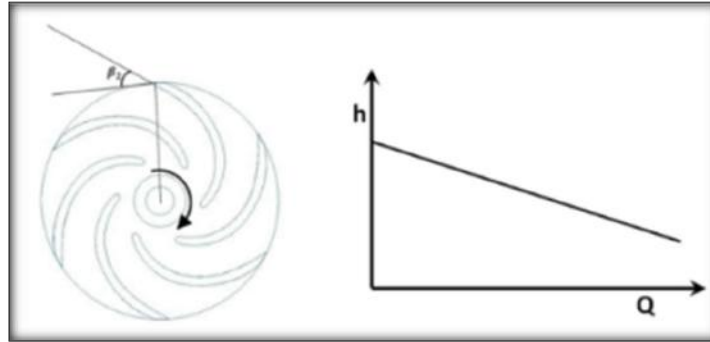
Hasil analisis aliran fluida menggunakan simulasi CFD terhadap velocity magnitude adalah seperti ditunjukkan pada Gambar 5.43. Dari hasil simulasi CFD terlihat pola aliran berkecepatan tinggi yang berbanding lurus dengan pressure yang diterima pada sudu tersebut.



Gambar 5. 43 Velocity Magnitude Impeller dengan Modifikasi Rounding dengan Kekasaran Permukaan 0,16 μm

5.3 PEMODELAN MODIFIKASI GEOMETRI IMPELLER

Jika pompa sentrifugal difungsikan sebagai pompa dengan menggunakan impeller tipe backward maka grafik perbandingan antara head dan debit seperti ditunjukkan pada gambar berikut:



Gambar 5. 44 Grafik Perbandingan antara Head vs Debit pada Impeller Tipe Backward Pompa Sentrifugal yang Difungsikan Sebagai Pompa

Grafik tersebut akan berbeda bila pompa di fungsikan sebagai turbin hal inilah yang mendasari untuk mendesain impeller tipe backward dengan memberikan variasi nilai β_2 sudut masuk. Adapun parameter untuk pemodelan modifikasi bentuk impeller seperti pada Tabel

Tabel 5. 19 Spesifikasi Impeller

Spesifikasi	Ukuran
Diameter luar impeller	124 mm
Diameter inlet impeller	88 mm
Sudut outlet sudu impeller β_1	99,63°
Sudut inlet sudu impeller β_2	36,6°, 46,6°, 56,6°, 66,6°
Jumlah Sudu	5
Ketebalan sudu impeller	3.25 mm
Kekasaran permukaan blades	diabaikan

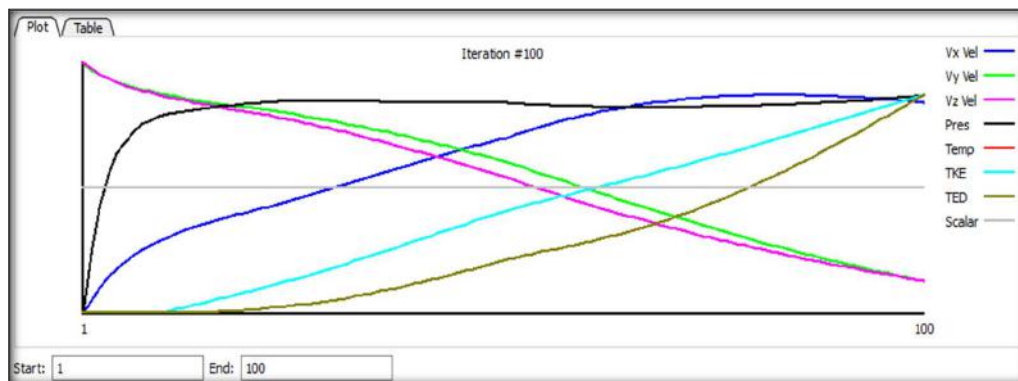
Berikut ini hasil simulasi CFD dengan beberapa pemodelan pada sudut β_2 .

5.3.1. Sudu Impeller tipe Backward dengan sudut β_2 36,6°

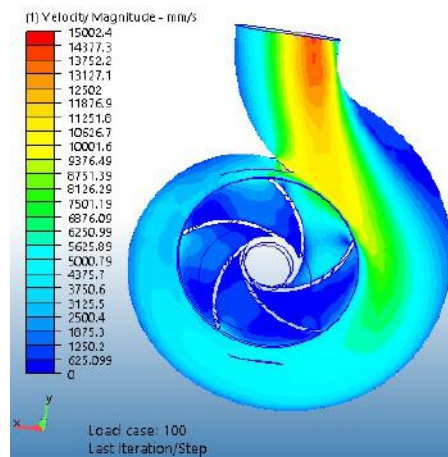
Dari hasil simulasi impeller tipe backward dengan sudut β_2 di dapatkan hasil perhitungan parameter seperti pada Tabel 5.20, sedangkan hasil iterasi, velocity magnitude dan pressure magnitude, seperti terdapat pada Gambar 5.45, Gambar 5.46 dan Gambar 5.47.

Tabel 5. 20 Spesifikasi simulasi CFD Pemodelan Sudut β_2 36,6°

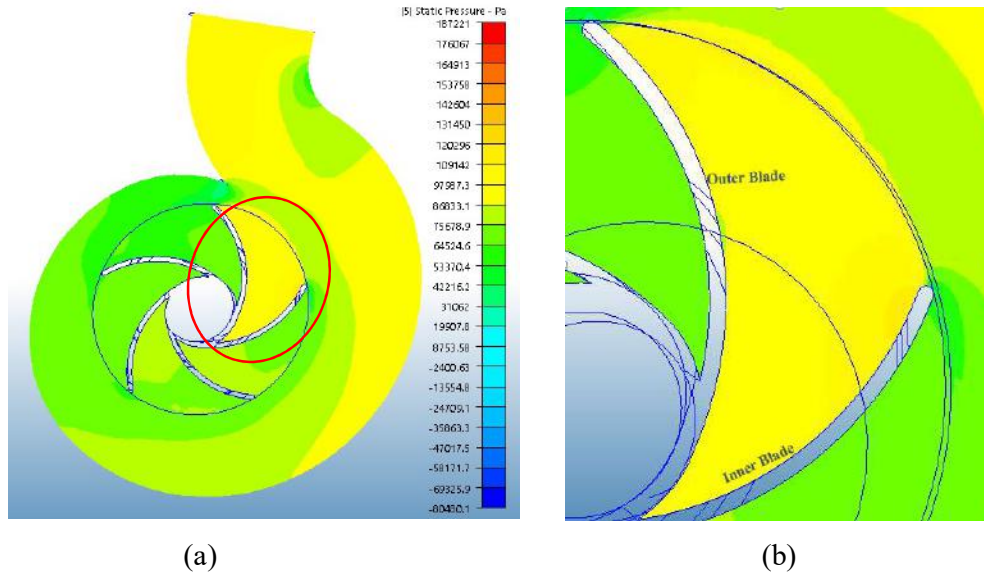
Spesifikasi	Ukuran
Tekanan masuk atau velocity inlet	$103287 \frac{N}{m^2}$
Tekanan keluar atau pressure outlet	$0 \frac{N}{m^2}$
Material fluid	H ₂ O Constant
Material Solid	Bronz
Meshing count	715712
Iteration to run	100
Model Turbulensi	k-e



Gambar 5. 45 Grafik Iterasi pada Pemodelan Sudut β_2 36,6°



Gambar 5. 46 Velocity Magnitude pada Pemodelan Sudut β_2 36,6°



Gambar 5. 47 (a) Static Pressure pemodelan β_2 36,6°, (b) outer pada blade 1 dan inner pada blade 2

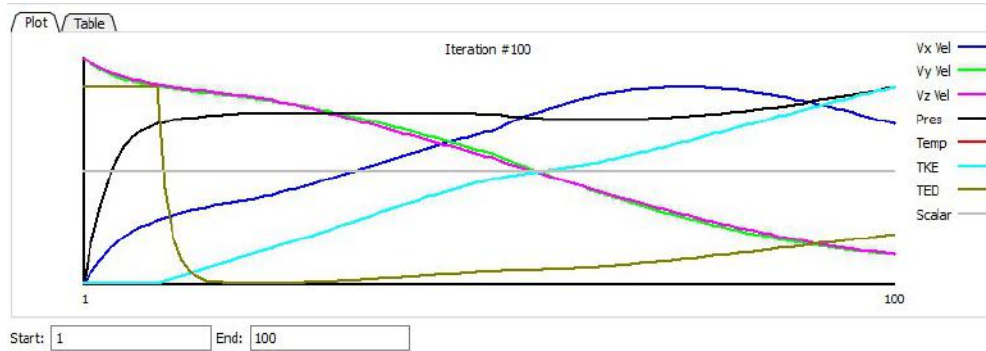
Dari hasil simuasi impeller backward dengan sudut β_2 36,6°, diketahui tidak terdapat aliran kecepatan yang tinggi, sehingga bentuk geometri ini tidak optimum bila digunakan sebagai impeller pada PAT.

5.3.2. Sudu Impeller tipe Backward dengan sudut β_2 46,6°

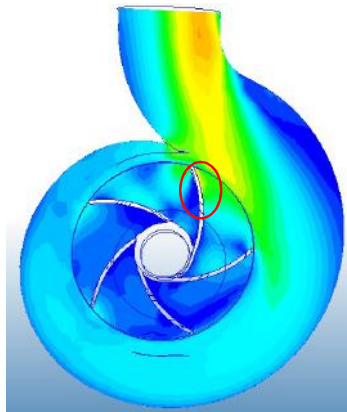
Dari hasil simulasi impeller tipe backward dengan sudut β_2 46,6° di dapatkan hasil perhitungan parameter seperti pada Tabel 5.21, sedangkan hasil iterasi, velocity magnitude dan pressure magnitude, seperti terdapat pada Gambar 5.48, Gambar 5.49 dan Gambar 5.50.

Tabel 5. 21 Spesifikasi simulasi CFD Pada Pemodelan Sudut β_2 46,6°

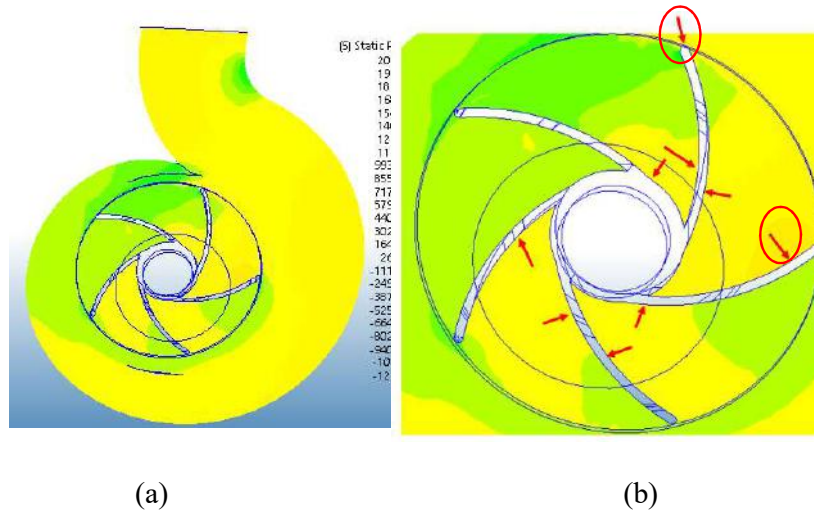
Spesifikasi	Ukuran
Tekanan masuk atau velocity inlet	$103287 \frac{N}{m^2}$
Tekanan keluar atau pressure outlet	$0 \frac{N}{m^2}$
Material fluid	H ₂ O Constant
Material Solid	Bronz
Meshing count	427408
Iteration to run	110
Model Turbulensi	k-e



Gambar 5. 48 Grafik Iterasi Pada Pemodelan Sudut β_2 46,6°



Gambar 5. 49 Velocity Magnitude Pada Pemodelan Sudut β_2 46,6°



Gambar 5. 50 (a) Aliran Static pressure pada sudu pemodelan sudut β_2 46,6°, (b) Static pressure pada setiap sudu

Dari Gambar 5.50 di atas (b) adanya tekanan berlebih pada sudu seperti ditunjukkan pada arah panah, yang dapat mengakibatkan kerusakan dan akan mempengaruhi terhadap performa pompa sentrifugal yang difungsiksn PAT. Secara keseluruhan hasil dari simulasi

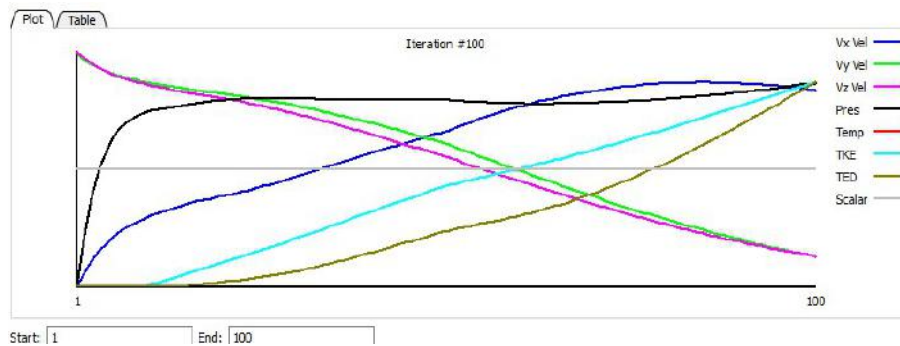
CFD desain geometri impeller belum optimum, terlihat nilai tekanan pada laju alir yang cukup tinggi hal ini dapat merusak impeller.

5.3.3. Sudu Impeller tipe Backward dengan sudut β_2 56,6°

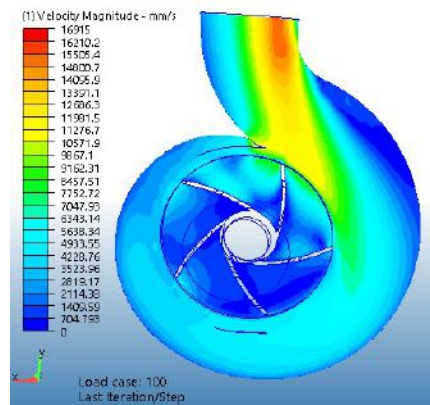
Dari hasil simulasi impeller tipe backward dengan sudut β_2 56,6° di dapatkan hasil perhitungan parameter seperti pada Tabel 5.22, sedangkan hasil iterasi, velocity magnitude dan pressure magnitude, seperti terdapat pada Gambar 5.51, Gambar 5.52 dan Gambar 5.53.

Tabel 5. 22 Spesifikasi simulasi CFD Pada Pemodelan Sudut β_2 56,6°

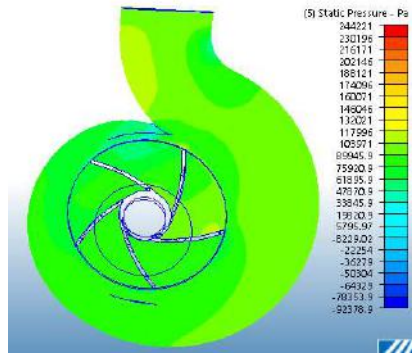
Spesifikasi	Ukuran
Tekanan masuk atau velocity inlet	$103287 \frac{N}{m^2}$
Tekanan keluar atau pressure outlet	$0 \frac{N}{m^2}$
Material fluid	H ₂ O Constant
Material Solid	Bronz
Meshing count	528369
Iteration to run	100
Model Turbulensi	k-e



Gambar 5. 51 Grafik iterasi Pada Pemodelan Sudut β_2 56,6°



Gambar 5. 52 Velocity Magnitude pada Pemodelan Sudut β_2 56,6°



Gambar 5. 53 Plot Static Pressure pada Pemodelan Sudut β_2 $56,6^\circ$

Dari hasil analisa static pressure CFD, desain geometri impeller sudut β_2 $56,6^\circ$ tekanan pada tiap-tiap sudu hampir merata, hanya satu sudu yang mendapat tekanan lebih besar dari yang lain. Ini tidak berdampak secara signifikan kerusakan pada sudu.

Sudu dengan sudut β_2 $56,6^\circ$ inilah merupakan desain optimum impeller pompa sentrifugal yang difungsikan sebagai turbin.

5.3.4. Sudu Impeller tipe Backward dengan sudut β_2 $66,6^\circ$

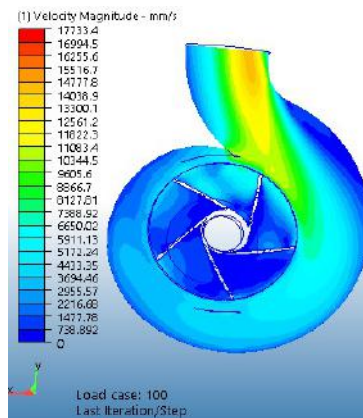
Dari hasil simulasi impeller tipe backward dengan sudut β_2 $56,6^\circ$ di dapatkan hasil perhitungan parameter seperti pada Tabel 5.23, sedangkan hasil iterasi, velocity magnitude dan pressure magnitude, seperti terdapat pada Gambar 5.54, Gambar 5.55 dan Gambar 5.56.

Tabel 5. 23 Spesifikasi simulasi CFD pada Pemodelan Sudut β_2 $66,6^\circ$

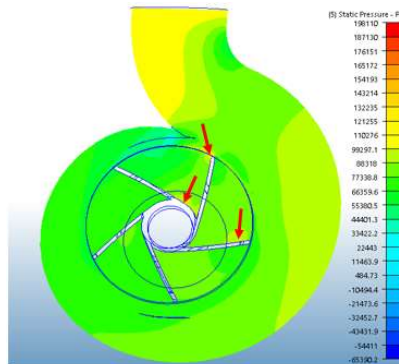
Spesifikasi	Ukuran
Tekanan masuk atau velocity inlet	$103287 \frac{N}{m^2}$
Tekanan keluar atau pressure outlet	$0 \frac{N}{m^2}$
Material fluid	H ₂ O Constant
Material Solid	Bronz
Meshing count	742889
Iteration to run	100
Model Turbulensi	k-e



Gambar 5. 54 Grafik iterasi pada Pemodelan Sudut β_2 $66,6^\circ$



Gambar 5. 55 Velocity Magnitude pada Pemodelan Sudut β_2 $66,6^\circ$



Gambar 5. 56 Static Pressure pada Pemodelan Sudut β_2 $66,6^\circ$

Dari hasil simulasi dengan perangkat lunak CFD untuk pemodelan sudut β_2 $66,6^\circ$, diketahui terdapat tiga titik pada sudu yang mendapatkan tekanan berlebih dan tidak optimum bila diaplikasikan pada impeller PAT. Sehingga secara keseluruhan, dari hasil analisis modifikasi impeller melalui pemodelan dan simulasi CFD, dapat disimpulkan bahwa bentuk impeller backward dengan sudut β_2 $56,6^\circ$, adalah bentuk yang optimum dalam menghasilkan kecepatan aliran yang tertinggi dan tekanan yang lebih rendah pada permukaan blade.

BAB 6. RENCANA TAHAP BERIKUTNYA

Dari pelaksanaan penelitian yang telah dilakukan pada tahun I, terdapat beberapa rencana kegiatan yang akan dilakukan pada tahun II, terkait dengan hasil yang dicapai pada tahun I. Pokok rencana tersebut meliputi :

1. **Uji eksperimental untuk dapat menverifikasi hasil pemodelan simulasi yang telah dilakukan.** Dari hasil uji simulasi modifikasi bentuk dan geometri blade dari impeller, diketahui bahwa blade dengan bentuk *backward* akan menghasilkan kecepatan putar impeller yang lebih besar sehingga akan menghasilkan putaran poros generator yang besar pula, dan akan meningkatkan jumlah daya listrik yang dihasilkan. Untuk itu, maka harus dilakukan uji eksperimental terhadap beberapa variasi model yang telah disimulasikan antara lain impeller dengan variasi sudut β_2 36,6°, 46,6°, 56,6°, 66,6°.
2. **Pengembangan proses pengecoran agar dapat menghasilkan impeller sesuai dengan desain yang diinginkan.**
 - a. Dari pengalaman pembuatan impeller di tahun I dengan menggunakan proses pengecoran pasir, terdapat beberapa kendala dan kesulitan yang dihadapi diantaranya adalah, bila ketebalan impeller terlalu tipis, akan sulit dilakukan pengecoran dengan proses tuang saja. Diperlukan sistem injeksi agar material yang dimasukkan ke dalam cavity, terisi sempurna.
 - b. Tungku yang digunakan untuk menghasilkan impeller di tahun I masih sangat tradisional. Banyak panas yang terbuang, sehingga efisiensi proses pemanasan tidak optimal. Untuk itu, di tahun II ini akan dibangun sebuah tungku proses pengecoran impeller.
 - c. Pola dari impeller terbuat dari kayu dengan proses manual sehingga keakurasian bentuk dan ukuran masih rendah. Di tahun II, akan dilakukan pengembangan aplikasi 3D printing untuk menghasilkan bentuk pola yang kompleks.
3. **Pemetaan karakteristik bearing pada generator.** Dari hasil uji eksperimen dan survey ke pembangkit listrik tenaga mikro hidro, diketahui bahwa bearing rentan mengalami peningkatan temperatur sehingga terjadi pemuaian dan sering mengalami kerusakan. Pada tahun II ini direncanakan kegiatan pemetaan karakteristik dari bearing pada generator PAT.

Adapun rencana kegiatan tahun II dapat dilihat pada Tabel 6.1 berikut.

BAB 7. KESIMPULAN DAN SARAN

7.1. KESIMPULAN

Setelah dilakukan penelitian PAT mulai dari perancangan, pengujian impeller menggunakan simulasi sampai dengan rancang bangun PAT serta melakukan pengujian impeller yang sesuai ialah :

1. Gaya – gaya yang bekerja pada konstruksi batang AH, BG, FC, DE, LE, FK, JG, dan IH sebesar 1419,5 N dan pada batang IP, MJ, KN, dan LO sebesar 1517,6 N lalu pada batang TO, NS, RM, dan PQ sebesar 4874,35 N. Sangatlah aman dalam perhitungan teori dan dengan demikian batang yang mendapat gaya tekan terbesar adalah TO, NS, RM, dan PQ dengan nilai 4874,35 N.
2. Perhitungan kekuatan atau tegangan pada konstruksi rangka batang dengan perhitungan Teori dan *Software Pro-Eng* sebagai berikut :
 - a) Profil Siku L dengan perhitungan teori 10,2 MPa
 - b) Profil Siku L dengan perhitungan *Software Pro-Eng* 6,61854 MPa

Dari hasil perhitungan ini dapat disimpulkan bahwa perhitungan dengan menggunakan *software Pro-Eng* nilai tegangan lebih besar dari perhitungan teori, akan tetapi nilai *yield stress* masih jauh dari adanya tegangan yang akan patah karena bahan St 37 nilai tegangan luluh maksimumnya yaitu 225 MPa. Hingga konstruksi rangka ini masih sangat aman digunakan untuk pengujiannya.

3. Profil Siku L dengan ukuran 50.50.5 mm ini aman digunakan pada Rancang Bangun Konstruksi Instalasi Pada *Prototype* Pembangkit Listrik *Pump As Turbine* (PAT) ini dan proses pembuatannya lebih efektif dan efisien.
4. Dengan melakukan modifikasi kekasaran permukaan dan *rounding radius* impeller maka diperoleh karakteristik yang berbeda pada putaran (rpm) dan daya (watt) yang dihasilkan. Meskipun bentuk kurva karakteristik memiliki hampir yang sama namun memiliki nilai yang berbeda untuk tiap modifikasi. PAT yang menggunakan Impeller 0,4 μm . 0,26 μm . 0,24 μm , coating pernis dan *rounding radius* 0,5 tebal sudu dengan impeller konvensional (normal) memiliki efisiensi maksimum sebesar 50.86 % pada kecepatan aliran 10.1 m/s dan putaran 26.0 rps total daya 114.2 watt ; untuk kekasaran permukaan sudu impeller $R_a=0,16 \mu\text{m}$ memiliki efisiensi maksimum sebesar ($\eta_p = 50.05 \%$) yang terjadi pada kecepatan aliran = 9.9 m/s. putaran poros =25.5 rps dan daya =112.4 watt. Untuk kekasaran permukaan 0,24 μm putaran menjadi 25.1 rps, daya 110.3 watt dan efisiensi

49.20 %, dan sedangkan kekasaran permukaan 0.40 μm terjadi penurunan putaran (rps) menjadi 24 rps dan daya 109.7 watt, sedangkan efisiensi 48.84%.

5. Modifikasi impeller dengan melakukan rounding radius 0.5 tebal sudu dapat memperbaiki karakteristik putaran PAT sebesar 0.81%, dimana efisiensi terbaik terjadi pada modifikasi impeller dengan kekasaran 0.16 μm kemudian dilakukan dengan geometri rounding radius 0.5 tebal sudu dapat menghasilkan putaran 26.0 rps dan daya 114.2 watt.
6. Kekasaran permukaan dan geometri rounding dapat memperbaiki pola aliran pada bagian *inlet* PAT karena bentuknya yang halus dan *rounding* yang dapat mengurangi gejala gesekan dan pemisahan aliran, sehingga air mengalir masuk ke dalam sudu-sudu impeller dengan cepat dan tidak terbelah oleh ujung sudu impeller, yang akhirnya dapat meminimalisir kerugian di dalam impeller PAT.
7. Berdasarkan hasil pemodelan melalui simulasi CFD terhadap impeller dengan jumlah 5 sudu, bentuk blade backward dengan variasi sudut β_2 36,6°, 46,6°, 56,6°, 66,6°, diketahui bahwa model impeller blade backward dengan sudut β_2 56,6° akan meningkatkan putaran impeller, dengan tekanan pada permukaan blade impeller yang lebih rendah sehingga dapat memperpanjang umur impeller.

7.2. SARAN

Dari penelitian ini, dapat diberikan beberapa saran – saran agar dapat memperbaiki/menghasilkan penelitian yang lebih baik dimasa akan datang adalah :

1. Pada rancang bangun konstruksi rangka masih terdapat banyak lagi Profil – profil rangka selain profil siku L ada lagi yang lain seperti profil C, I, T, dan yang lain – lain sehingga dapat diperoleh profil rangka yang tepat untuk perancangan konstruksi rangka sehingga bisa diperoleh kekuatan rangka yang lebih baik.
2. Penggunaan metode yang lain seperti metode potong dan *makswell* bisa digunakan pada perhitungan rangka untuk mendapat gaya – gaya yang tepat selain metode sambungan ini.
3. Penerapan metode *pahl and beitz* juga bisa digunakan untuk penerapan pada pemilihan perancangan selain metode *Verein Deutscher Ingenieuer (VDI) 2221* yang digunakan pada penelitian ini.
4. Penggunaan *Software Pro-Eng* masih terdapat kekurangan, yaitu tidak dapat memperoleh gaya – gaya pada tiap batang sehingga disarankan bisa menggunakan

Software seperti *CATIA*, *Solidwork*, *Inventor*, dan *Unigraphics NX* dan masih banyak yang lainnya, agar bisa menghitung gaya gaya yang ada pada tiap batang rangka.

5. Untuk hasil yang lebih baik maka pada penelitian selanjutnya sebaiknya menggunakan alat-alat ukur laboratorium yang lebih presisi, terutama pada alat ukur debit dan alat ukur tekanan.
6. Untuk pembuatan dan analisis alat berikutnya bisa dilakukan dengan CFD terlebih dahulu sebagai perbandingan.
7. Untuk mengurangi getaran pada rumah dan poros PAT, diperlukan impeller yang sudah di balance.
8. Diperlukan penutup bak penampung air atas maupun bawah agar tidak banyak sampah yang masuk kedalam bak penampung.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] A. Elbatran, O. Yaakob, Y. Ahmed and H. Shabara, "Operation, performance and economic analysis of low head micro-hydropower turbines for rural and remote areas : A review.," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 43, pp. 40-50, Maret 2015.
- [2] M. Arriaga, "Pump as turbine - A picr-hydro alternative in Lao People's Democratic Republic," vol. 35, 2010.
- [3] S. V. Jain and R. N. Patel, "Investigations on pump running in turbine mode : A review of the state-of-the-art," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 30, pp. 841-868, 2014.
- [4] Teuteberg, "Design of a Pump-As-Turbine Microhydro System for an Abalone Farm," Departement of Mechanical and Mechatronics Engineering, Stellenbosch University, Stellenbosch, 2010.
- [5] M. Suarda, N. Suarnadwipa and W. B. Adyana, "Experimental Work on Modification of Impeller Tips of a Centrifugal Pumps as a Turbine," in *The 2nd Joint International Conference on "Sustainable Energy and Enviroment (SEE 2006)*, Bangkok, Thailand, 2006.
- [6] Y. Sun-Sheng, K. Fan-Yu, J. Wan-Ming and Q. Xiao-Yun, "Effects of Impeller Trimming Influencing Pump as Turbine," *Computer & Fluids*, vol. 67, pp. 72-78, Agustus 2012.
- [7] P. Singh, "Optimization of Internal Hydraulics and of System Design for Pumps as Turbines with Field Implementation and Evaluation," Karlsruhe, German.
- [8] P. Singh and F. Nestmann, "Internal hydraulic analysis of impeller rounding in centrifugal pumps as turbines," *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 35, no. 1, pp. 121-134, Januari 2011.
- [9] S. Derakhshan, B. Mohammadi and A. Nourbakhsh, "Efficiency Improvement of Centrifugal Reverse Pumps," *Journal of Fluids Engineering*, vol. 131, no. 2, pp. 1-9, Januari 2009.
- [10] S. K. F. Yang, H. Chen and X. Su, "Effects of Blade Wrap Angle influencing a Pump as Turbine," *ASME Journal of Fluids Engineering*, vol. 134, no. 6, pp. 1-8, Maret 2012.
- [11] S.-S. Yang, F.-Y. Kong, J.-H. Fu and X. Ling, "Numerical research on effects of splitter blades to the influence of pump as turbine," *International Journal of Rotating Machinery*, vol. 2012, 2012.

- [12] D. Giosio, A. Henderson, P. Walker, J. Sargison and P. Gautam, "Design and performance evaluation of a pump-as-turbine micro-hydro test facility with incorporated inlet flow control," vol. 78, 2015.
- [13] S.-S. Yang, D. Shahram and F.-Y. Kong, "Theoretical, Numerical and Experimental Prediction of Pump as Turbine Performance," *Renewable Energy*, vol. 48, pp. 507-513, 2012.
- [14] D. Thoma and C. Kitteredge, "Centrifugal Pumps Operated Under Abnormal Condition," *Power*, pp. 881-884, 1931.
- [15] S. Derakhshan and A. Nourbakhsh, "Experimental study of characteristic curve of centrifugal pumps working as turbines in different specific speed," *Experimental Thermal and Fluid Science*, pp. 800-807, 2008.
- [16] S. Williamson, B. Stark and J. Booker, "Low head pico hydro turbine selection using a multi-criteria analysis," vol. 61, 2014.
- [17] A. Williams, "Pump as turbines," Russel Press Ltd, London, 1997.
- [18] S. V. Jain, A. Swarnkar, K. H. Motwani and R. N. Patel, "Effects of impeller diameter and rotational speed on performance of pump running in turbine mode," vol. 89, 2015.
- [19] Y. Parinding, "Pembuatan Dan Pengujian Simulator PLTMh Menggunakan Turbin Open Flume Kapasitas 100 WATT Sebagai Alat Peraga Pembelajaran Dan Alat Bantu Penelitian," Yogyakarta, 2011.
- [20] A. Elbratran, O. Yaakob, Y. M. Ahmed and H. Shabara, "Operation, performance and economic analysis of low head micro-hydropower turbines for rural and remote areas : A review," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 43, no. 1, pp. 40-50, 2015.
- [21] "Numerical Research on Effect of Splitter Blades to the Influence of Pump as Turbine," *International Journal of Rotating Machinery*, vol. 2012, no. 1, p. 9, 2012.
- [22] S. V. Jain, A. Swarnkar, K. H. Motwani and R. N. Patel, "Effect of impeller diameter and rotational speed on performance of pump running in turbine mode.," *Energy Conversion and Management*, vol. 89, no. 1, pp. 808-824, 2015.
- [23] M. Suarda, N. Suarnadwipa and W. B. Adnyana, "Experimental Work on Modification of Impeller Tips of a Centrifugal Pump as Turbine," in *The 2nd Joint International Conference on "Sustainable Energy and Environment (SEE 2006)"*, Bangkok, Thailand, 2006.

LAMPIRAN 1 – INTERNATIONAL CONFERENCE PAPER

ICMAA 2017

ACCEPTED

Design of Pump as Turbine Experimental Test Facility

D.L Zariatin^{1,a}, Damora Rhakasywi¹, Fahzul Ade¹ and Abdi Setyo¹

¹Mechanical Engineering Department, Universitas Pancasila, Jakarta, Indonesia

Abstract. This paper presents the design process of experimental test facility for pump as turbine hydropower system. Three design Varian that related to the PAT condition of operation was developed and analyzed by using CFD Software. It is found that the first Varian with a straight flow to the PAT will produce higher velocity, which is needed to generate more rotation of the shaft generator in order to generate more electric power. The strength of PAT construction was analyzed by using FEM software. It was found that the maximum stress is 6 MPa and can be concluded that the construction is appropriate to the design requirement.

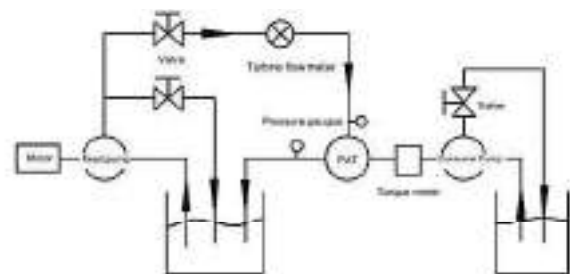
1. Introduction

Hydropower is the cleanest energy provided by nature. Utilization of hydropower system becomes worldwide, especially in the area that has the supporting resources. There are many types of turbine used in hydropower system, such as Pelton, Kaplan turbine, Francis reaction turbine, Pump as Turbine (PAT), etc. PAT technology that first introduced in 1931 [1] is one of a micro hydropower system that used an available commercial pump as a turbine in order to generate rotational movement. PAT has several advantages such as 53% cost equipment reduction compare to another hydropower system [2], the power source availability, simple design and easy to install [3], components are available in the market [3], and long life time up to 25 years.

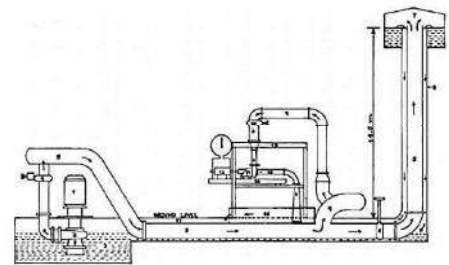
In order to perform researches on PAT characteristic and technology, a laboratory scale PAT installation was required. Figure 1 shows an open PAT experimental test facility used other researchers. There are two types of test facility that used by other researchers. The first type is a test facility that has a direct flow from the pump to PAT, used by Jain et al. [4], Yang et al [5], etc. The second type is a test facility that has a tank which provide a water drop from a certain height, used by Giosio et al. [6], Singh and Nestmann. [7], Suarda et al. [8].

The second type of test facility which has a reservoir tank, is considered closer to the actual condition of PAT operation. However, there might be three actual conditions that happen. First is, the condition where the area has a waterfall and the PAT could be placed right below the waterfall. The second condition might happen when the PAT could not be placed below the waterfall. The third condition might happen when there is only a water stream with certain inclination. This paper describes the design and analysis of the three conditions (Varian) mentioned by using Computational Fluid

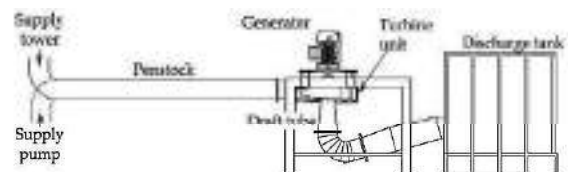
Dynamic (CFD) Software. One of the Varian, which has an optimum output flow parameter was then selected and developed.



(a) Yang et al [3]



(b) Singh & Nestmann [4]



(c) Giosio et al [5]

Figure 1. Experimental Test Facilities used by other researchers

^a Corresponding author: dedeliazariatin@univpancasila.ac.id

2. The Design

Verien Deutscher Ingenieure 2221 (VDI 2221) design method was used in designing the PAT test facility. Three Variants were developed in order to find the optimum installation design. The fluid flow of the design was analyzed by using CFD Software. Meanwhile the strength of PAT construction was analyzed by using a Finite Element Analysis Software.

2.1 First Variant

Three Variants were developed in order to get the best design for the experiment test facility. The first Variant has a straight flow from the tank to the pump, which used as a turbine, as shown in Figure 2. The first design condition might occur in a remote area which has a waterfall resource and the pump could place below the water reservoir tank. Clean water (assumed as H₂O Constant) flows from the PVC tank into the PVC pipe. Due to the space limitation in the laboratory, the tank was placed 3.7 meters' height from the ground level. The velocity of water drop from the tank was calculated by using Equation (1). The Top Tank was designed with a volume of 640 liters, and the water density is 1000 kg/m³. The inlet of the pump has a diameter size of 3 inches. A 4 inches' diameter pipe with height of 1.2 meters was used to connect the top tank and a 3 inches diameter pipe before the water flow into the pump. V is the flow velocity; g is gravity of 9.81 m/s². The cross sectional area A of the pipes was calculated by using Equation (2) where d is the diameter of pipe. Q is flow-rate (m³/s). The pressure and Reynold number were calculated by using Bernoulli Equation (4) and Equation (5).

$$v = \sqrt{2 \cdot g \cdot Z_1} \quad (1)$$

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

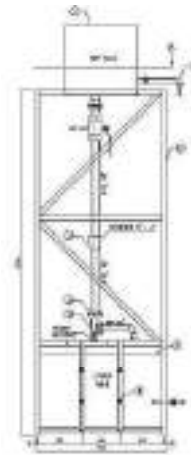
$$Q = A v \quad (3)$$

$$P_1 + \frac{1}{2} \rho V_1^2 + g Z_1 = P_2 + \frac{1}{2} \rho V_2^2 + g Z_2 + \Delta p \quad (4)$$

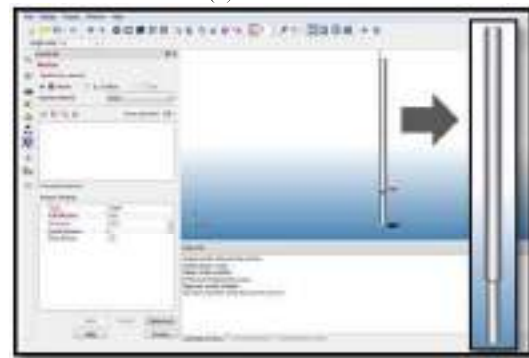
$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu} \quad (5)$$

The calculation result found that the inlet parameters before entering the 4 inches pipe, which is velocity, pressure, and flow-rate was 8.52 m/s, 137,622 Pa, and 0.08094 m³/s, respectively. These values were entered as the input parameter for flow model simulation in CFD.

Figure 3 (a) shows the result of CFD analysis for the velocity of the water. It shows that the velocity of the water was increasing, especially at the 3 inches' diameter section (point b). Meanwhile Fig. 3 (b) shows the CFD analysis of pressure. The pressure drops in the 3 inches diameter pipe. The value of velocity, pressure and flow-rate at the end of the pipe (pipe outlet = pump inlet) is 13,2671 m/s, 2796.3 Pa and 0.0824295 m³/s, respectively. The Reynold number was 1084750, which is greater than 4000, it is indicated the flow in the pipe was turbulent.

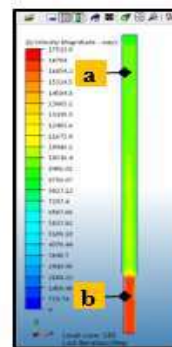


(a) Installation

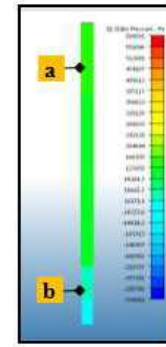


(b) Model for CFD Analysis

Figure 2. First Variant (a) Installation, (b) Model for CFD Analysis



(a) Velocity



(b) Pressure

Figure 3. Result of CFD analysis of First Variant; (a) Velocity, (b) Pressure

2.2 Second Variant

The Second Variant has an L shape pipe joint (elbow) between the tank and a pipe that flow to the pump, as shown in Figure 4. This design condition might be happening on a remote area which has a waterfall resource, but unable to place the pump below the water reservoir tank. The input parameter was calculated by using Equation (1) – Equation (5), the same as the input parameter for the first Variant, which is 8.52 m/s, 137,622 Pa, and 0.08094 m³/s for velocity, pressure, and flow-rate

was, respectively. The CFD analysis is shown in Figure 5.

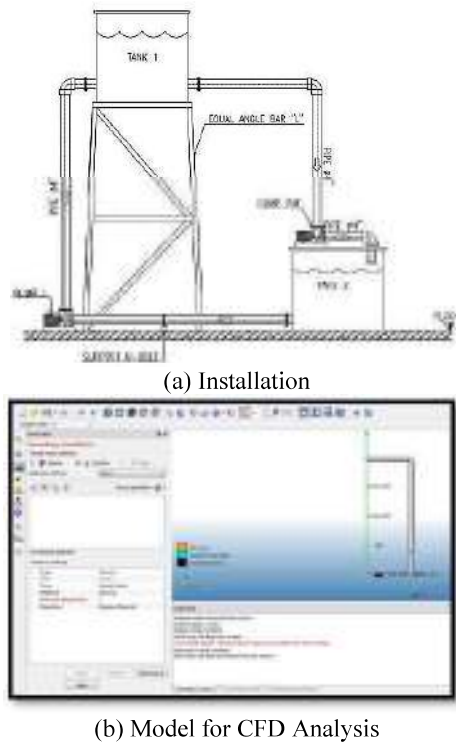


Figure 4. Second Varian (a) Installation (b) Model for CFD Analysis

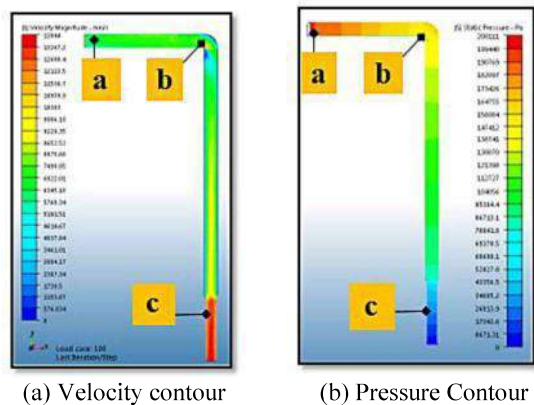


Figure 5. Result of CFD analysis of Second Varian; (a) Velocity, (b) Pressure

Figure 5 (a) shows that at point a, the velocity was stable and it dropped when entering the elbow (point b). The velocity raised again after leaving the elbow and keep on rising until it reached point c and enter the pump, which is indicated by the red colour in the flow analysis. Figure 5 (b) shows that the pressure was decreasing continuously. The CFD calculation result were 9.19954 m/s, 3939.7 Pa, 0.0489639 m³/s for the velocity of fluid, pressure and flow-rate, respectively. The Reynold number was 700936, which indicate that the flow is turbulent.

2.2 Third Varian

The Third Varian has a 45° inclination as shown in Figure 6. This design condition might be happening in a hilly area with a certain inclination on the landscape and has no waterfall resource.

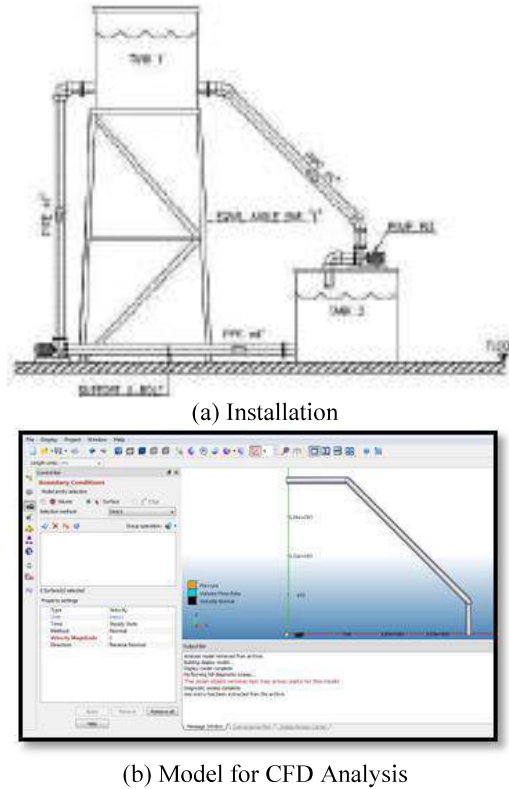


Figure 6. Third Varian (a) Installation (b) Model for CFD Analysis

Figure 7 (a) shows that the velocity increased as the fluid entering the elbow (point a). The greatest velocity occurred on point c as the cross sectional area reduced from 4 inches to 3 inches. Meanwhile Figure 7 (b) shows the pressure drop along the 45° inclined pipe. The velocity, pressure and flow-rate is 6.46684m/s, 9564.2 Pa, 0.0394708 m³/s, respectively. The flow was turbulence which is indicated by the Reynold Number by 406768.

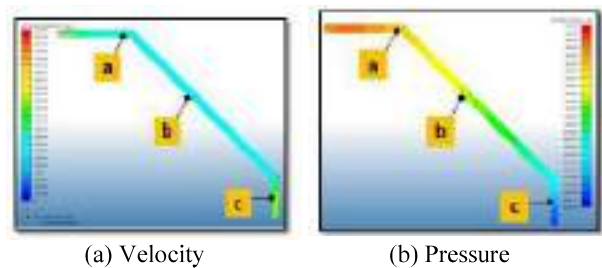


Figure 7. Result of CFD analysis of Third Varian; (a) Velocity contour, (b) Pressure Contour.

Table 1. CFD Calculation Result

Varian	Velocity (m/s)	Pressure (Pa)	Flow-rate (m ³ /s)	Reynold Number
1	13.2853	2796.3	0.082429	1084750
2	9.19954	3939.7	0.048963	700936
3	6,46684	9564.2	0.039470	406768

3. DESIGN IMPLEMENTATION

Figure 8 shows the implementation of experimental test facility that designed and analyzed by CFD software. Various condition was performed to acknowledge the power that generated by the PAT generator. The construction of the experimental test facility was made of St-37, L shape with dimension of 50x50 mm and thickness of 4.62 mm. In order to estimate the strength of the installation, FEM was performed as shown in Figure 8 (b). It is found that the maximum stress on the construction is 6.62 MPa and considered safe for the experimental facility.

4. CONCLUSION

In developing the experimental test facility, three Varian that represent the possible conditions of the PAT working area were designed and analyzed by using a CFD software and calculation. It is found that the first Varian, which has a straight flow is the best design among two others. First Varian has the highest velocity of 13.2853m/s and flow-rate of 0.0824295 m³/s, compare to the second and third Varian, which has a velocity of 9.19954 m/s and 6,46684 m/s, and flow-rate of 0.0489639 m³/s and 0.0394708m³/s, respectively. The First Varian has the lowest pressure compare to second and third Varian, which are 2796.3 Pa, 3939.7 Pa, and 9564.2 Pa, respectively. All of three Varian has a turbulent flow, according to their Reynold number, which is 1084750, 700936, and 406768.

The construction was made by using L shape scaffold from St 37 with 4.62 mm thickness and 50 mm width. The strength of the construction was analyzed by using FEM software. It was found that the maximum stress is 6 MPa. It can be concluded that the construction is appropriate to the design requirement.



(a) Experimental Test Facility



(b) Construction's Strength Analysis



(c) Measurement equipment

Figure 8. The PAT Experimental Test Facility

References

- [1] A. Elbratran, O. Yaakob, Y. M. Ahmed and H. Shabara, "Operation, performance and economic analysis of low head micro-hydropower turbines for rural and remote areas : A review," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 43, no. 1, pp. 40-50, (2015).
- [2] M. Arriaga, "Pump as turbine - A pico-hydro alternative in Lao People's Democratic Republic," *Renewable Energy*, vol. 35, pp. 1109-1115, (2010).
- [3] S. V. Jain and R. N. Patel, "Investigations on pump running in turbine mode : A review of the state-of-the-art," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 30, pp. 841-868, (2014).
- [4] S. V. Jain, A. Swarnkar, K. H. Motwani and R. N. Patel, "Effect of impeller diameter and rotational speed on performance of pump running in turbine mode.," *Energy Conversion and Management*, vol.

89, no. 1, pp. 808-824, (2015).

- [5] "Numerical Research on Effect of Splitter Blades to the Influence of Pump as Turbine," *International Journal of Rotating Machinery*, **vol. 2012**, no. 1, p. 9, (2012).
- [6] D. Giosio, A. Henderson, P. Walker, J. Sargison and P. Gautam, "Design and performance evaluation of a pump-as-turbine micro-hydro test facility with incorporated inlet flow control," **vol. 78**, (2015).
- [7] P. Singh and F. Nestmann, "Internal hydraulic analysis of impeller rounding in centrifugal pumps as turbines," *Experimental Thermal and Fluid Science*, **vol. 35**, no. 1, pp. 121-134, Januari (2011).
- [8] M. Suarda, N. Suarnadwipa and W. B. Adnyana, "Experimental Work on Modification of Impeller Tips of a Centrifugal Pump as Turbine," in *The 2nd Joint International Conference on "Sustainable Energy and Environment (SEE 2006)"*, Bangkok, Thailand, (2006).
- [9] Y. Sun-Sheng, K. Fan-Yu, J. Wan-Ming and Q. Xiao-Yun, "Effects of Impeller Trimming Influencing Pump as Turbine," *Computer & Fluids*, **vol. 67**, pp. 72-78, Agustus (2012).



UNIVERSITI
TEKNOLOGI
MARA



The University of
Nottingham

Acceptance Letter

2017 International Conference on
Mechanical, Aeronautical and Automotive Engineering
(ICMAA 2017)
Malacca, Malaysia, February 25-27, 2017

Paper ID: A015

Paper Title: Design of Pump as Turbine Experimental Test Facility

Dear Dede Lia Zariatin, Damora Rhakasywi, Fahzul Ade and Abdi Setyo,

With heartiest congratulations I am pleased to inform you that based on the recommendations of the reviewers and the Technical Program Committees, your paper identified above has been accepted for publication and oral presentation by 2017 International Conference on Mechanical, Aeronautical and Automotive Engineering (ICMAA 2017).

ICMAA 2017 conference has received over 50 submissions from countries and regions so far and reviewed by international experts. The acceptance ratio is controlled below 40%. Your paper will be published in the conference proceedings after registration.

Herewith, the conference committee sincerely invites you to come to present your paper at ICMAA 2017 which will be held in Malacca, Malaysia during February 25-27, 2017.

For more information about the ICMAA 2017 conference, please check the conference website at: www.icmaa.org

Yours sincerely,

ICMAA 2017 Organizing Committees



Malacca, Malaysia



UNIVERSITI
TEKNOLOGI
MARA



The University of
Nottingham

Please Finish the Following SIX Steps to Register Your Paper

1. Revise your paper according to the Review Comments in the attachment carefully.
2. Format your paper according to the Template carefully. (As attached)
3. Download and complete the Registration Form. (As attached)
4. Finish the payment of Registration fee. (The information can be found in the Registration form)
5. Sign the Copyright Form. (As attached)
6. Send your final papers (both .doc and .pdf format), filled registration form (.doc format), copyright form (.jpg format) and the scanned payment proof* to icmaa_info@163.com (**Before December 20, 2017**)

*If you pay by on-line Credit Card Payment, please fill your confirmation number in the registration form after paying.

*If you pay by bank transfer, please scan the payment slip as the payment proof for checking.

If the above requirements are met by the set deadlines, your paper will be published by MATEC Web of Conferences Proceedings (ISSN: 2261-236X). The Conference Program will be available to download from the official website www.icmaa.org around January 2017.



**2017 International Conference on
 Mechanical, Aeronautical and Automotive Engineering
 (ICMAA 2017)
 Review Form**

Thanks for your time.

Please give comments according to *Originality, Innovation, technical merit, applicability, match to Conference Topic, etc.*

Reviewer' comments are appended below:

Paper Title:					
Recommendation to Editors					
	Strongly Reject	Reject	Marginally Accept	Accept	Strong Accept
Recommendation				●	
Comments (no less than 100 words)					
<p>The paper can be classified as original scientific paper, it contains a contribution to the scientific-technical area. The abstract reflects content accurately; Introduction clearly describes the problem within a theoretical framework and give a short review state of the art; Discussion explores the three various variants of the facility design and Conclusion describes achieved results in appropriate range.</p> <p>I have not find the substantial weaknesses in the article. However, in my opinion, there are some formal problems, which can be quickly and easily corrected by authors. These are:</p> <ul style="list-style-type: none"> - the word "Varian" is a little bit confused, I am not sure, if it should be variant or it is a name of facility; - in the Conclusion the blank spaces between some numbers and units are missing. 					

Once again, thank you for kindly support.

Yours sincerely,

ICMAA 2017

LAMPIRAN 2 – DRAFT INTERNTIONAL JOURNAL

EXPERIMENTAL STUDY ON SURFACE ROUGHNESS MODIFICATION AND ROUNDING ON PUMP AS TURBINE IMPELLER POWER PLANT

Mohamad Sumardi. D. L. Zariatn. Dwi Rahmalina

Magister Teknik Mesin UP

Abstract

Experiments analyzing the impeller normal (without modification) of a centrifugal pump unit with a capacity of 1000 L / min, and modify the blades of the impeller with a surface roughness (Ra) 0,16 μ m, 0,24 μ m, 0,40 μ m, lacquer coating, as well as perform rounding blade impeller blades with a radius of 0.5 thick blade impeller on the impeller which has a surface roughness 0,16 μ m, the Pump as turbine (PAT) as micro hydro power plant (MHP). Experiments conducted at the Laboratory of Engineering University Pancasila. Pada water level (head) 2.6 m of the shaft impeller to the water container.

The final results obtained from the experiments showed that the impeller rotation normal maximum 1,487 rpm, 109 Watt power and efficiency of 49%. Impeller with Ra 0.16 μ m, the rotation is 1,532 rpm, power 112 Watt, and an efficiency of 50%. Impeller with Ra 0.24 μ m spins 1,503 rpm, 110 Watt power and efficiency of 49%. Impeller with Ra 0,40 μ m, the rotation is 1,495 rpm, 109.7 Watt power and efficiency of 48.8%. lacquer coating impeller rotation is 1,498 rpm, the power efficiency of 109.9 Watts and 48.9%. The result of rounding the impeller geometry with a surface roughness 0,16 μ m is 1,557 rpm rotation, 114.2 Watt power and best efficiency of 50.9%.

Keywords: PAT, surface roughness, rounding, round shaft

PRELIMINARY

In this thesis research experiment conducted a study to determine the extent of the rounding effect of the geometry and surface roughness (surface roughness) of the performance which will lead to efficiency PAT PAT performance.

The effect on the value parameter of the impeller blade surface roughness examined included the value of surface roughness of the impeller manufacture using a cast system, the surface roughness of the impeller blade grinding processing / sandpaper, impeller results varnish coating, and the geometry of the rounding on the side of the impeller blade. In general, the process of manufacturing the impeller used in centrifugal pump production in the country or abroad using a cast system and the level of surface roughness (surface roughness) is still very high, especially in blade impeller. According to Varley [4] The surface roughness is the most important factor that controls the amount of loss hydraulic flow and friction losses in the pump impeller radial flow determined the value of the roughness [5] resulting in fluid flow velocity is reduced, while at the tip of the blade impeller which taper can split the flow of water when used as a turbine and can be seen in Figure 1.1 below;

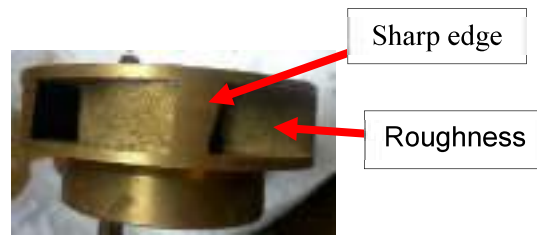


Figure 1. Impeller pump standard

A centrifugal pump is a fluid machine that is designed to use mechanical energy into energy efficient water flow. In other words, is not designed to convert the potential energy of water into mechanical energy. It would require further analysis by modifying the geometry of the rounding and surface roughness (surface roughness) on the impeller blades to look for the best performance of the operating conditions of a centrifugal pump when operated as a turbine. This experiment was conducted to examine the geometry (rounding) and the surface roughness on the blade impeller, where rounding and surface roughness of the blade impeller with various forms of the coefficient of friction which in turn leads to loss of flow rate performance and power turbine impeller rotation that will be produced. With this modification, is expected to flow into the pump impeller will be more focused and more refined (reduces flow separation and turbulence) so that the characteristics of the PAT for the better.

Previous research into impeller geometry has been done by Made Suarda [6] conducted experimental research on the performance of rounding (rounding) impeller centrifugal pumps as turbines. Suarda Made In his research, experimenting with making modifications to rounding to the impeller, without smoothing the surface roughness (surface roughness) on the surface of the impeller blade can improve the rotation (rpm) of 37.5% at 0.00149 water flow capacity m³ / sec, and power (watts) to 71.08 Watt, Watt 56.78 previously.

THEORETICAL BASIS

1. Rounding blade impeller

The effect of rounding blade impeller [7] due to the end of the impeller at the outer end of the blade is sharp. The objective fact is that when the impeller rotates in a state as a pump, the fluid moves radially outward due to centrifugal force. However, when in a state as turbines, outer end edge sharp blade can cause flow separation so as to improve the formation of radial fluid movement into a centralized and can result in decreased efficiency. Losses due to flow separation and formation can be reduced, thus resulting in increased performance of the PAT. Most researchers like Singh P [9], Derakhshan et al [10], Suarda et al. [6] have applied this technique to improve the performance of PAT mainly on the speed of shaft rotation.

2. Influence of surface roughness on turbine performance.

Friction losses caused by roughness is proportional to the square of the speed, in practice it will be

difficult to occur at normal pressure and high velocity. naturally, that the efficiency drops due to the roughness increased [12].

In an ideal liquid, flow through the boundary has a uniform velocity distribution. Whereas the actual liquid, the effect of viscosity, speed close to the boundary region experienced a slowdown and the speed limit field is zero. A layer of liquid water near the boundary where the influence of the dominant viscosity is called the boundary layer. The concept of the sub-layer in laminar boundary layer in a turbulent flow can be used to explain the behavior of surface roughness

RESEARCH METHOD

Here is a flow chart illustrating the general research activities conducted to determine the influence of geometry modification rounding and surface roughness on the blade impeller blade centrifugal pumps are used as Pump as turbine (PAT).

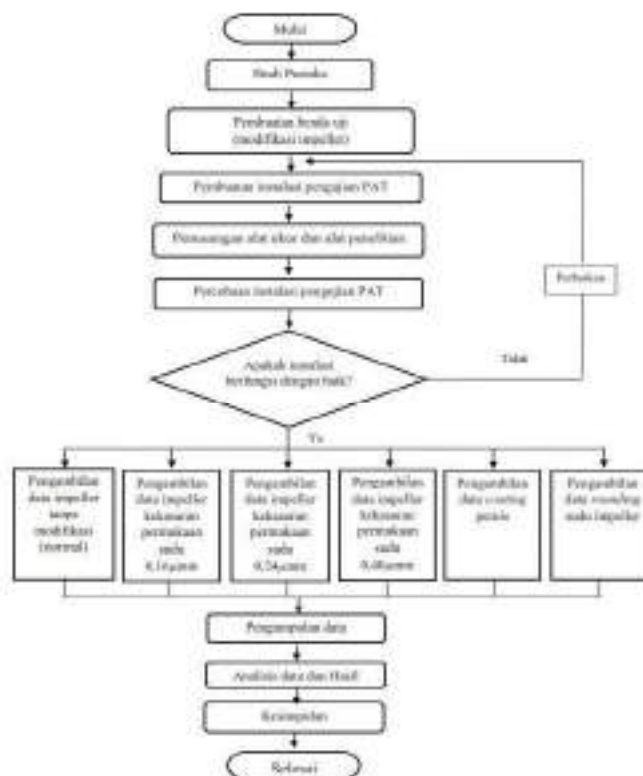


Figure 2 Flowchart of Research

1. Preparation of test specimens and research equipment

3.2.1 Test specimen

The test object used as a test specimen in this study is a centrifugal pump impeller type MFM 130A Morris made of brass which was chosen because according to the specifications of pump testing as PAT. This material has the characteristics of a metal that is resistant to corrosion and many applied to the pump - a centrifugal pump the local market, is also the goal of this research is the development of a turbine impeller on the axle Turbine Pump (PAT).

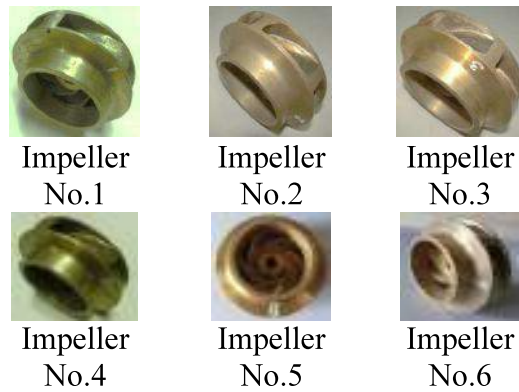


Figure 3. Dimensions impeller PAT research

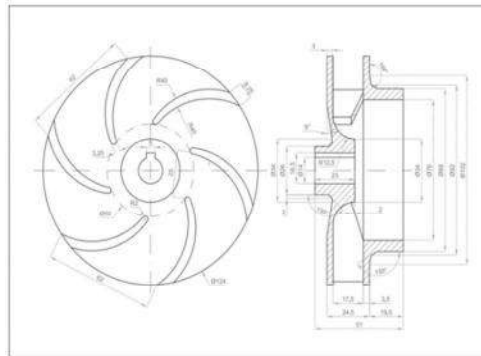


Figure 4. The impeller used research

2. Equipment Experiment

MFM 130A centrifugal pump capacity of 1000 L, manometer (pressure gauge) Max. 4kg / cm², Digital AVO meter, Stop valves 76.2 mm, 100.6 mm, 50.8 mm. 2000 Watt Power Generator, Tachometer Display: LCD Accuracy: \pm (of 0.05% + 1 digit) Sampling Time: 0.5 sec (Over 120RPM) Range Select: Auto Ranging Memory: Last Value, Max. Value and Min. Value Test Range: 2.5 to 99.999RPM (r / min) Resolution: 0.1RPM (2.5 to 999.9RPM); 1RPM (Over 1.000RPM). Digital surface Roughness Tester SJ-201P Specifications Type Order No. 178-923A inch (mm) Drive Unit Drive Measuring speed: .01 "/ s (0.25mm / s), .02" / s (0.5 mm / s), Returning: .03 "/ s (0.8mm / s) Evaluation length * 1 .49" (12.5mm) Mass .42 lbs. (190g) Provided 178-390 Detector Detecting method Differential inductance Measuring range 13780 μ in (350 μ m) (-7880 μ in / -200 μ m to + 5900 μ in / + 150 μ m) Material of stylus Diamond radius of curvature skid 1:57 "(40mm) Mass .04 lbs. (18g) Stylus tip radius 200 μ in (5 μ m). Impeller D = 124 mm, and Stopwatch,



Figure 5. Measurement of surface roughness of the blade impeller



Figure 6. Installation Research PAT

3. Preparation of experiments

1. Experiment begins with preparing test specimens centrifugal impeller which is already home PAT plug and fill the tank. To avoid measurement errors during the data collection to be checked for leaks in the installation as well as checking the condition of the measuring devices to be used whether in ready to use. Once everything is ready, followed by data collection is done in testing are: Place or installations for research experiments in lab experiments. Engineering, University of Pancasila Srengseng fields, Jagakarsa, Jakarta 12640.
2. The study consisted of;
 - a. PAT testing using 1 normal impeller.
 - b. Tests using PAT impeller 2 with a surface roughness of $0.16 \mu\text{m}$, the impeller blade.
 - c. Tests using PAT impeller 3 with a surface roughness of $0.24 \mu\text{m}$, blade impeller,
 - d. Tests using PAT impeller 4 with a surface roughness of $0.40 \mu\text{m}$, blade impeller,

- e. Tests using PAT impeller 5 with lacquer coating varnish.
- f. Tests using PAT impeller 6 with a surface roughness of $0.16 \mu\text{m}$, blade impeller and do the rounding radius of 0.5 of a thick blade impeller.

4. Testing

Tests were performed in this study using a centrifugal pump Morris MFM 130A-type with a capacity of $Q = 60 \text{ m}^3 / \text{h}$ or $1000 \text{ L} / \text{min}$ and 2.20 kW power where N is the direct testing all variables are measured directly during the test, its value can be directly knowable without the need for further calculations. Unit direct testing consisted of measuring geometry factors rounding radius of 0.5 thick blade impeller and impeller blade surface roughness of $0.16 \mu\text{m}$, $0.24 \mu\text{m}$, $0.40 \mu\text{m}$ and varnish coatings, flow, pressure, rotation, and power (watts) each - each on the valve openings (taps) of 0.25%, 0.50%, 0.75% and 1.00%. The entire testing unit is directly used as input data for analysis and data processing.

5. Making research data

The test specimen is done by the working fluid used is water. The stages of testing in data collection are as follows

- 1) Install the impeller to be tested into the house PAT (surface roughness (Ra), lacquer coating, rounding radius) interchangeably.
- 2) Replace the PAT in the cradle and connect the pipe entrance and exit pipe that has been assembled before.
- 3) Fill the reservoir tank with clean water.
- 4) Install a pressure gauge on the pipe down, to know to know how much pressure the flow in the pipe.
- 5) When all was check the feed pump to the tank and piping system.
- 6) Place the stop on the inlet valves PAT (position closed)
- 7) Open the valves on the inlet PAT in the open position of 0.25%, 0.50%, 0.75% and 1.00% (full) and faucet outlet PAT open fully.
- 8) Read the water pressure on a pressure gauge installed.
- 9) Read the rotation to the shaft (rpm)
- 10) Read the generated power (Watts) indicated on the Digital AVO meter



Figure 7. Measurement of pressure at the inlet PAT



Figure 8. Measurement PAT shaft speed (rpm)

Table 1

	rotation (N) (rpm)	Flow velocity (V) m/s	power(P) Watt	Efficiency (η)%
Impeller Normal	1.487	9,6	109	49
Impeller Ra 0,16 μm	1.532	9,9	112	50
Impeller Ra 0,24 μm	1.503	9,8	110	49
Impeller Ra 0,40 μm	1.495	9,7	109,7	48,8
Impeller <i>coating</i> varnish	1.498	9,7	109,9	48,9
Geometry <i>rounding</i> on Impeller Ra 0,16 μm	1.557	10,1	114,2	50,9

DATA ANALYSIS

1. In the table data obtained that the impeller normal (without modification penhalusan), round in hasilkan 1.487 rpm, the valve opening (faucet) is 1.00%, generated 109 Watt power and efficiency of 49%. Impeller with a surface roughness (Ra) 0,16 μm , the data emperimen shaft speed 1,532 rpm, 112 Watt power generated, and an efficiency of 50%,

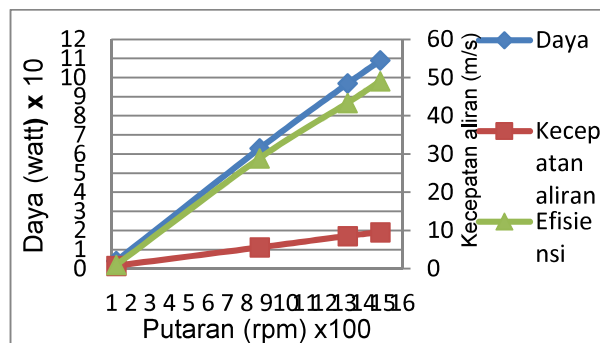


Figure 9. The characteristic curves normal impeller

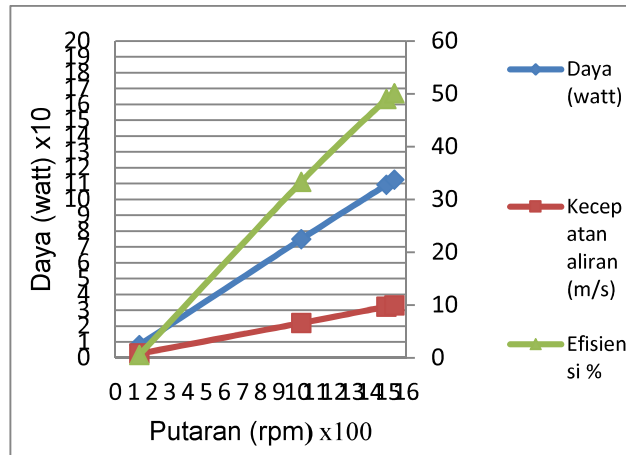


Figure 10. The characteristic curves impeller Ra 0.16 μm

For impeller with a surface roughness (Ra) 0,24 μm , because the surface roughness is slightly coarser than impeller (Ra) 0.16 μm , the shaft speed 1,503 rpm, the power generated 110.3 Watt, and efficiency of 49%. Impeller with roughness 0.40 μm has a shaft speed 1,495 rpm, the power generated 109.7 Watt, and efficiency of 48.8%, and the impeller results varnish coating has a rotation of 1,487 rpm into 1498 rpm, up 0.74%. While rounding geometry impeller with 0.5 thick blade impeller impeller in the test specimen (Ra) 0.16 μm , have a round of 1,557 rpm, the power and efficiency Watt 114.2 50.9%

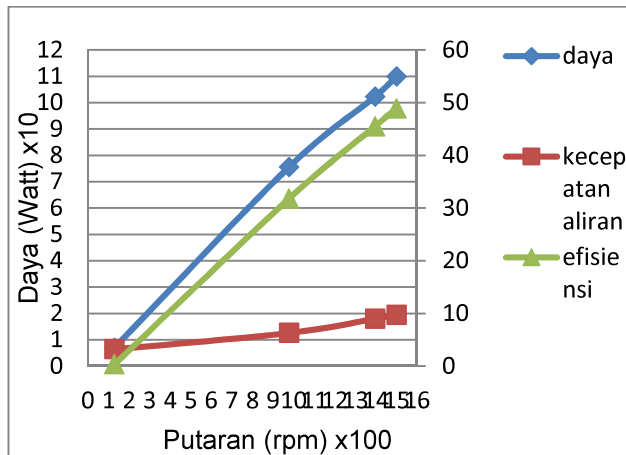


Figure 11. The characteristic curves varnish coating impeller

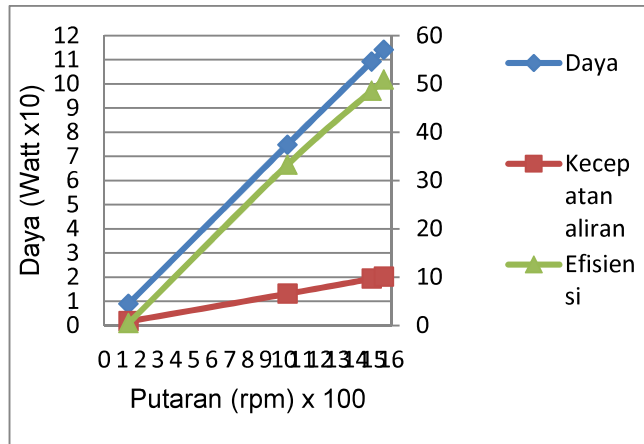


Figure 12. The characteristic curves impeller blade geometry rounding thick 0.5

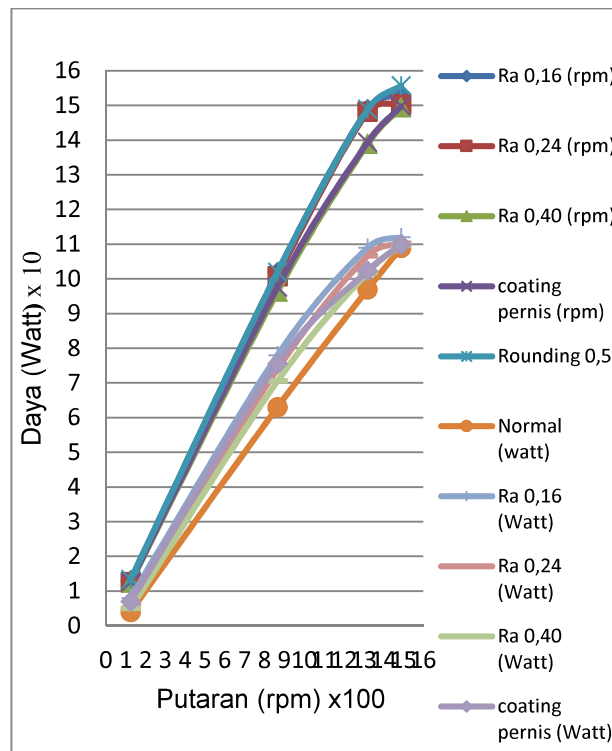


Figure 12. The characteristic curves impeller rotation (rpm) and Power (Watts) is generated

Research result

surface roughness Ra of 0.16 μm experiencing the greatest lap, as many as 1,532 rpm and 112 Watt power generated, while the impeller with a surface roughness Ra of 0.40 μm experiencing round the smallest, amounting to 1,495 rpm for power generated 48.8 Watt. The same thing happened on the variation of surface roughness on the other impeller.

the cause of the difference in value dihasikan rpm and power contained in the difference of surface roughness on the impeller, where the smooth surface on the impeller blades as the turbine, the greater the rotation (rpm) and power (Watts). Modifications impeller can be seen in Table 1. From the table it can be seen that each impeller changing the roughness of the impeller 1 and the impeller 4 is 12 μm , μm 0.16, 0.24 and 0.40 μm . With the change of surface roughness on the blade impeller, the drag acting on the impeller rotation is also changing. The magnitude of the drag rotation is influenced by the flow rate flowing on the surface of the impeller blade. So, the rough surface of the impeller blade, the greater the force flow velocity barriers that suppress surface rubbing against the impeller blade impeller, causing greater drag so that rotation of the impeller becomes less and less.

On the curve looks there are several impeller rotation has a value very close together, which occurs in impeller 3 and 4. For the impeller 3 and the impeller 4, impeller rotation 3 is greater than the impeller 4 with a surface roughness of 0.24 μm and 0, 40 μm . The reason, namely because of the large surface roughness of the impeller is not too far away, that the difference is only 0.16 μm , as well as the impeller 5. The results of data characteristic curve geometry rounding radius of 0.5 on a thick blade impeller blade impeller with a surface roughness $R_a = 0,16\mu\text{m}$, can improve significantly shaft speed is 1,557 rpm, the power efficiency of 114.2 Watts and 50.9%. When compared with the normal impeller (unmodified) increased 4.7% round.

CONCLUSION

From the research that has been done, it can be concluded, as follows :

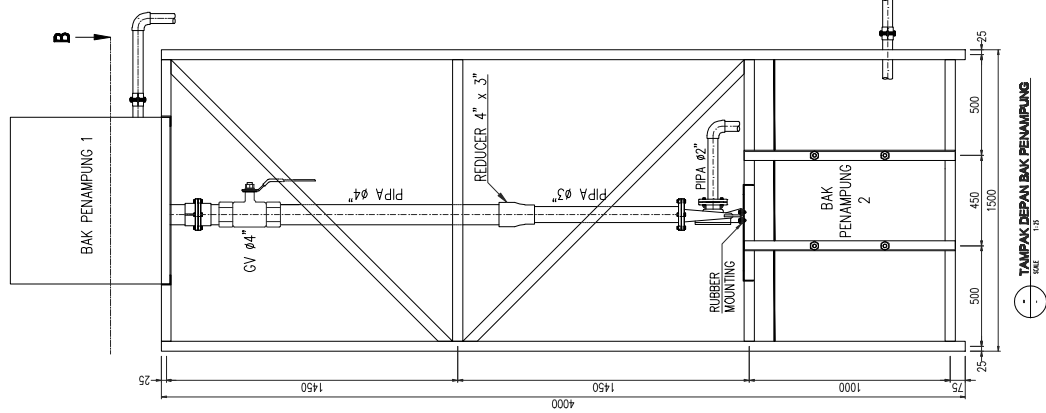
1. The surface roughness (R_a) affect the fluid flow rate and impeller shaft rotation, the smoother the surface roughness (R_a) greater blade impeller rotation is generated.
2. The amount of power (Watts) produced is the result of an impeller shaft speed is influenced by the degree of surface roughness (R_a) on the impeller blades. The finer the surface roughness at the larger impeller blade power (Watts) is generated.
3. Perform a rounding radius of 0.5 thick geometry blade impeller on the impeller with a surface roughness (R_a) 0.16 μm can improve the characteristics of PAT rounds of 4.7%.
4. Geometry rounding and reducing the surface roughness (R_a) on the impeller blades can increase better efficiency.
5. Testing should be at the level of the surface roughness (R_a) more subtle and use a digital measuring devices so that the data obtained more accurately.

BIBLIOGRAPHY

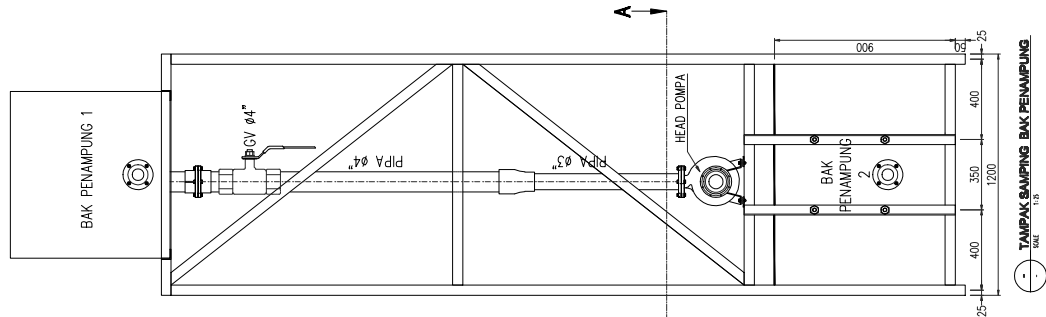
- [1] A.Williams Pumps as Turbines Users Guide. London: International Technology Publications. 1995.
- [2] Chapallaz JM, Eichenberger P, Fischer G. Manual on pumps used as turbines, Vieweg, Braunschweig; 1992.
- [3] Suwoto Gatot Kaji Experimental kinerja water turbine modified centrifugal pumps for micro hydro power plant, Proceedings of the 3rd SNST, ISBN 978-602-99334-1-3. 2012.
- [4] Varle Y, F.A Effects of Impeller design and surface roughness on the performance of centrifugal pumps. Proc. Instn. Mech. Engrs. Vol. 175, N21; 1961
- [5] Murthy Narasiha B .S. et.al "Influence of Surface Roughness on the Performance of a Radial Impeller Pump" 6th Australasian Hydraulics and Fluid Mechanics Conference Adelaide,

- [6] Suarda M, Suarnadwipa N, Adnyana WB. Experimental work on the modification of the impeller tips of a centrifugal pump as a turbine. In: Proceedings of the 2nd International joint conference on sustainable energy and environment. Thailand, Bangkok; 2006.
- [7] S.V. Jain et al. Effects of impeller diameter and rotational speed on the performance of pump running in turbine mode. *Energy Conversion and Management* 89: 2015.
- [8] Singh, P. and Nestmann, F., An optimization routine on a prediction and selection models for the turbine operation of centrifugal pumps, *Experimental Thermal and Fluid Science* 34, 2010
- [9] Singh P. Optimization of internal hydraulics and of system design for pumps as turbines with field implementation and evaluation [PhD thesis]. University of Karlsruhe; 2005
- [10] Derakhshan, S. and Nourbakhsh, A., Experimental study on characteristic curve of centrifugal pumps working as turbines in different specific speeds, *Experimental Thermal and Fluid Science* 32; 2008
- [11] Singh P, Nestmann F. Internal hydraulic analysis of rounding in impeller centrifugal pumps as turbines. *Exp Therm Fluid Sci* 2011.
- [12] Antoni D, Securities roughness of the friction coefficient, FT UI, 2012
- [13] Hiromitsu Fukuda. "The Effects of Surface Roughness Runner on the Performance of a Francis Turbine" *Bulletin of JSME* Vol. 7. No. 26. 1964
- [14] Christian Brix Jacobsen, *The Centrifugal Pump*, Grunfos Research and Technology. 2009
- [15] Ambarita Himsar Experimental Study of Performance Pumps with Kapasitas 1,25 m³ / min Head 12m if operated as turbines, *Journal of Dynamic*, Volume.II, 8, January 2011 ISSN 0216-7492.

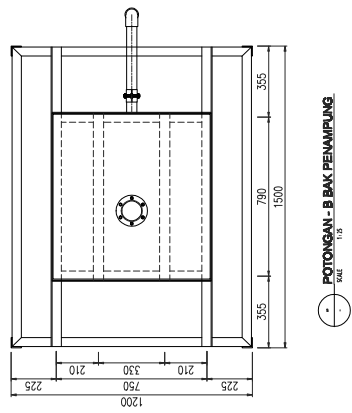
LAMPIRAN 3 – GAMBAR INSTALASI PENGUJIAN PAT



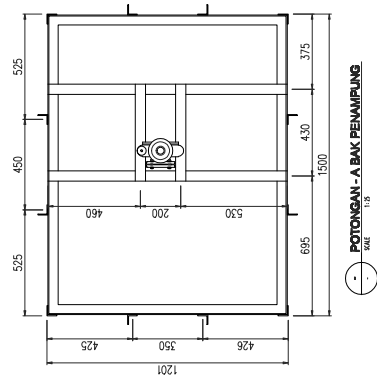
TAMPAK DEPAN BAK PENAMPUNG
1:16



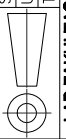
TAMPAK SAMPING BAK PENAMPUNG
1:16

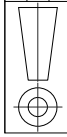
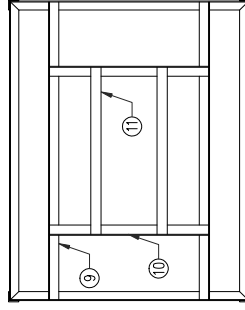
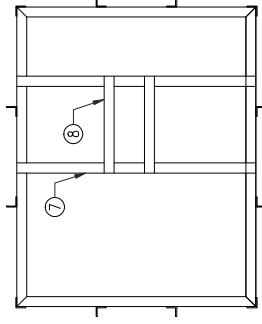
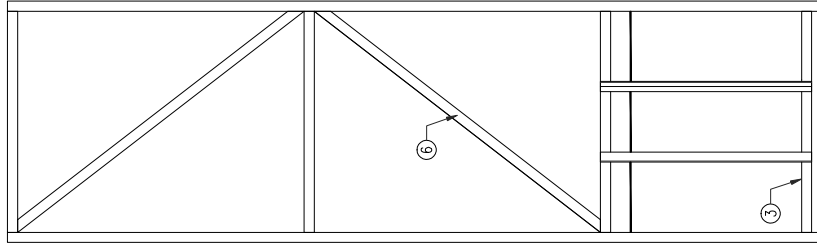
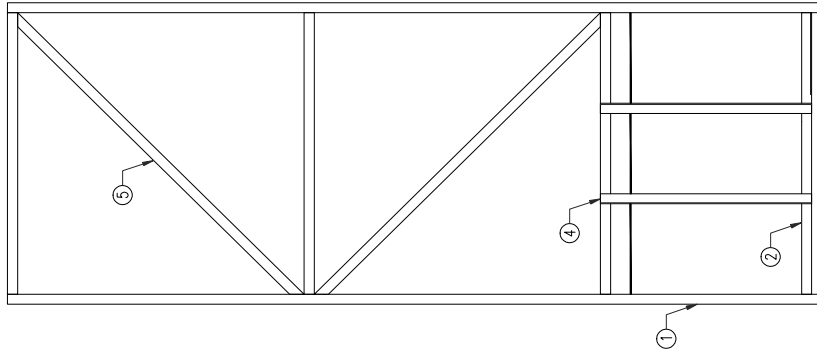


POTONGAN - B BAK PENAMPUNG
1:16



POTONGAN - A BAK PENAMPUNG
1:16

	SKALA : 1 : 25	NAMA : FAHZUL ADE IRAWAN	KETERANGAN
	UKURAN : mm	NPM :	
	TANGGAL : 20-05-2016	DILIHAT :	
LAB FAKULTAS TEKNIK UNIVERSITAS PANCASILA		INSTALASI	

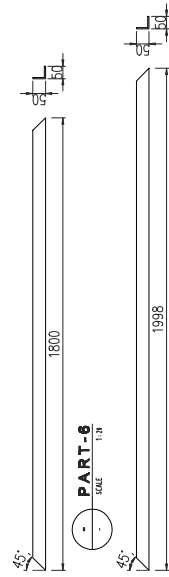


SKALA : 1 : 25 NAMA : FAHZUL ADE IRAWAN KETERANGAN

UKURAN : mm NPM :

TANGGAL : 20-05-2016 DILIHAT :

LAB FAKULTAS TEKNIK UNIVERSITAS PANCASILA LAYOUT KERANGKA BAJA



PART-6
SCALE 1:1

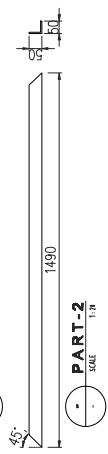
PART-6
SCALE 1:1



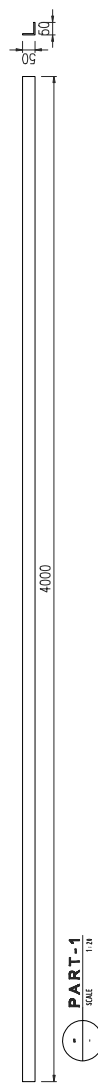
PART-4
SCALE 1:1



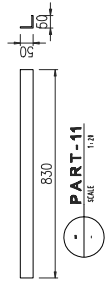
PART-3
SCALE 1:1



PART-2
SCALE 1:1



PART-1
SCALE 1:1



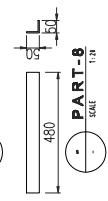
PART-11
SCALE 1:1



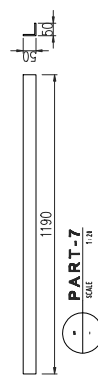
PART-10
SCALE 1:1




PART-9
SCALE 1:1

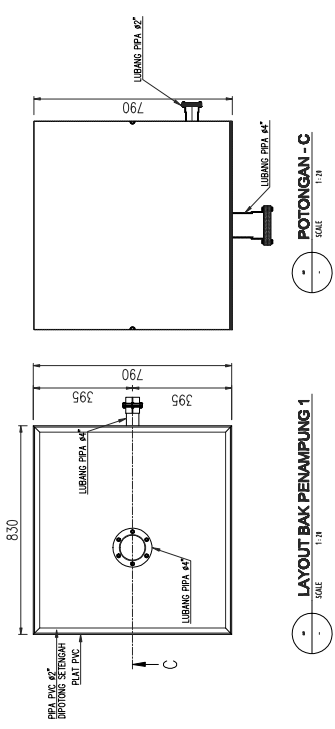


PART-8
SCALE 1:1



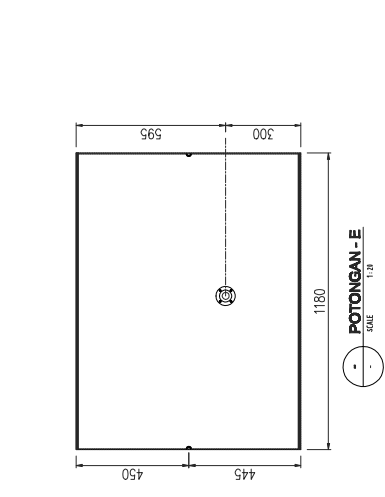
PART-7
SCALE 1:1

	SKALA : 1 : 20	NAMA : FAHZUL ADE IRAWAN	KETERANGAN
	UKURAN : mm	NPM :	
	TANGGAL : 20-05-2016	DILIHAT :	
LAB FAKULTAS TEKNIK UNIVERSITAS PANCASILA		GAMBAR PART RANGKA	

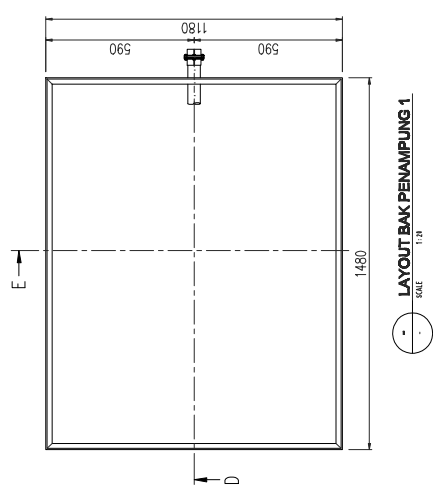


POTONGAN - C
SCALE 1:1

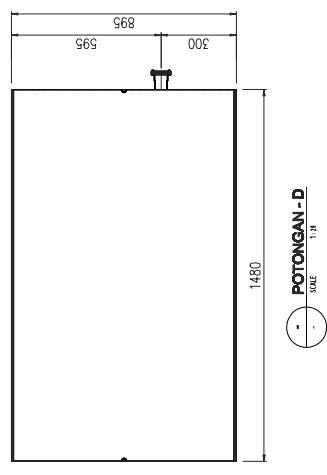
LAYOUT BAK PENAMPUNG 1
SCALE 1:1




POTONGAN - E
SCALE 1:1

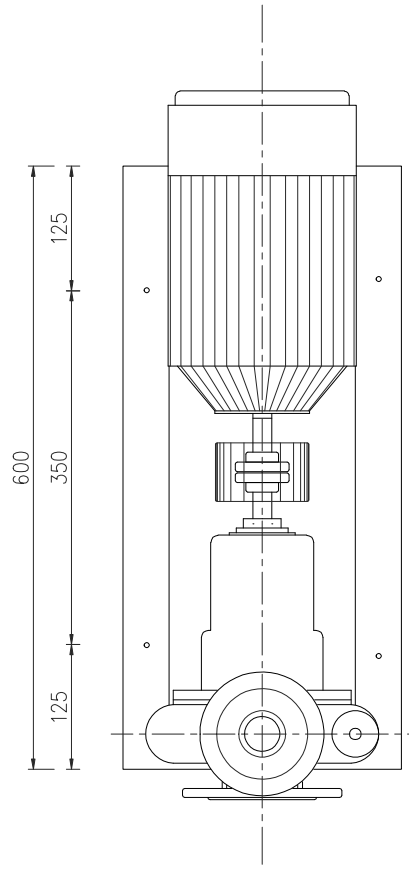


LAYOUT BAK PENAMPUNG 1
SCALE 1:1

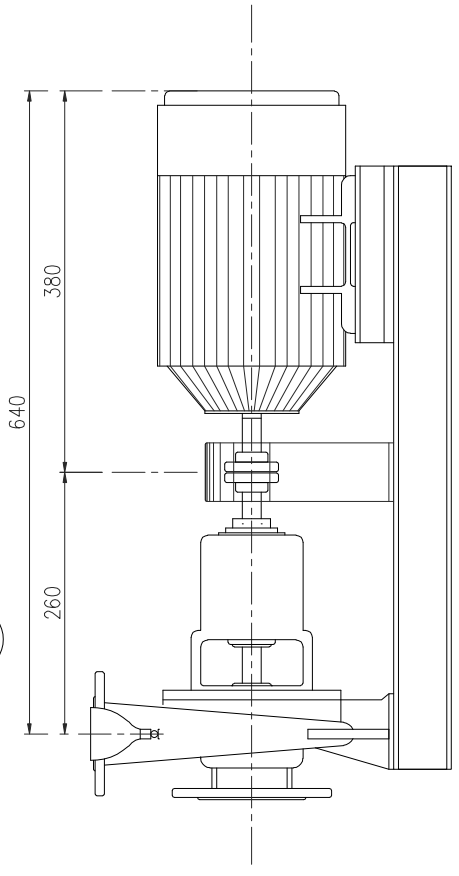


POTONGAN - D
SCALE 1:1

	SKALA : 1 : 20	NAMA : FAHZUL ADE IRAWAN	KETERANGAN
	UKURAN : mm	NPM :	
	TANGGAL : 20-05-2016	DILIHAT :	
LAB FAKULTAS TEKNIK		BAK PENAMPUNG 1 DAN 2	
UNIVERSITAS PANCASILA			

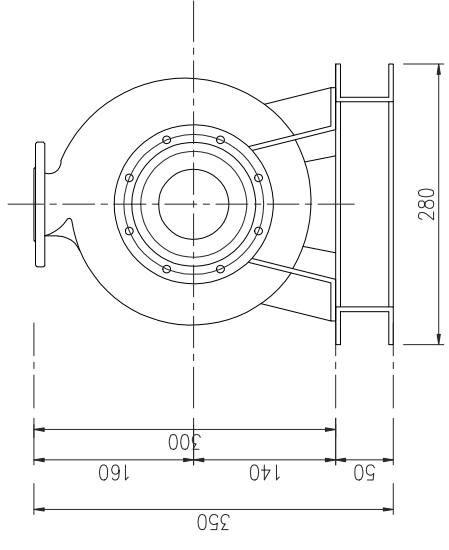


TAMPAK ATAS
SCALE 1:5




TAMPAK SAMPIING
SCALE 1:5

MODEL teco "END-SUCTION VOLUTE PUMPS" TYPE TEFC	
NAME	DESCRIPTION
DISCHARGE	ø40
MODEL	50 X 40 FS4HA 5,75
MOTOR	3PH / 380 V
SUCTION	ø50
HEAD	33 FT
WEIGHT	76 kg
OUTPUT	0.75 kW



TAMPAK DEPAN
SCALE 1:5

	SKALA : 1 : 5	NAMA : FAHZUL ADE IRAWAN	KETERANGAN
	UKURAN : mm	NPM :	
	TANGGAL : 20-05-2016	DILIHAT :	
LAB FAKULTAS TEKNIK UNIVERSITAS PANGSASILA		DETAIL POMPA	