

PROYEK AKHIR - VM191879

STUDI NUMERIK PENGARUH SUDUT *INLET* BASIN, DAN SUDUT *STAGGER RUNNER* TERHADAP UNJUK KERJA *WATER TURBINE* VORTEX

ALIFIANSYAH YOGA PRAMONO NRP. 10211810010057

Dosen Pembimbing Dr. Ir. Heru Mirmanto, M. T. NIP. 196202161995121001

Program Studi Sarjana Terapan Teknologi Rekayasa Konversi Energi Departemen Teknik Mesin Industri Fakultas Vokasi Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya



PROYEK AKHIR - VM191879

STUDI NUMERIK PENGARUH SUDUT INLET BASIN, DAN SUDUT STAGGE RUNNER TERHADAP UNJUK KERJA WATER TURBINE VORTEX

ALIFIANSYAH YOGA PRAMONO

NRP. 10211810010057

Dosen Pembimbing

Dr. Ir. Heru Mirmanto, M. T.

NIP. 196202161995121001

Program Studi Sarjana Terapan Teknologi Rekayasa Konversi Energi Departemen Teknik Mesin Industri Fakultas Vokasi Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya 2022



FINAL PROJECT - VM191879

NUMERICAL STUDY OF THE EFFECT OF BASIN INLET ANGLE, AND STAGGER RUNNER ANGLE ON THE PERFORMANCE OF WATER TURBINE VORTEX

ALIFIANSYAH YOGA PRAMONO

NRP. 10211810010057

Dosen Pembimbing

Dr. Ir. Heru Mirmanto, M. T.

NIP. 196202161995121001

Undergraduate Study Program Energy Conversion Engineering Technology Departement of Mechanical Industy Engineering Fakultas of Vocational Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya 2022

LEMBAR PENGESAHAN

STUDI NUMERIK PENGARUH SUDUT INLET BASIN, DAN SUDUT STAGGER RUNNER TERHADAP UNJUK KERJA WATER TURBINE VORTEX

PROYEK AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat Memperoleh Gelar Sarjana Terapan Teknik pada Program Studi Teknologi Rekayasa Konversi Energi Departemen Teknik Mesin Industri Fakultas Vokasi Institut Teknologi Sepuluh Nopember

> Oleh: Alifiansyah Yoga Pramono NRP. 10211810010057

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

- 1. Dr. Ir. Heru Mirmanto, M.T.
- 2. Dedy Zulhidayat Noor, S.T., M.T., Ph.d
- 3. Giri Nugroho, S.T., M.Sc.
- 4. Liza Rusdiyana, S.T., M.T.

lenon Pembimbing

Penguji DANTERA PEMBE OCPARTENT Penguji

SURABAYA

NISTITU

VERIAN

JULI, 2022

APPROVAL SHEET

NUMERICAL STUDY OF THE EFFECT OF BASIN INLET ANGLE, AND STAGGER RUNNER ANGLE ON THE PERFORMANCE OF WATER TURBINE VORTEX

FINAL PROJECT

Sybmitted to fulfill one of the requrement For obtaining a degree Bachelor of Applied Engineering at Undergraduate Study Program Energy Conversion Engineering Technology Departement of Mechanical Industy Engineering Fakultas of Vocational Institut Teknologi Sepuluh Nopember

> By: Alifiansyah Yoga Pramono NRP. 10211810010057

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Dr. Ir. Heru Mirmanto, M.T.

Advisor

Dofuel

3. Giri Nugroho, S.T., M.Sc.

2. Dedy Zulhidayat Noor, S.T., M.T.,

Ph.d

4. Liza Rusdiyana, S.T., M.T.

Examiner

Examiner

aminer

PERNYATAAN ORISINALITAS

Yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama mahasiswa / NRP	: Alifiansyah Yoga Pramono / 10211810010057
Departemen	: Teknik Mesin Industri
Dosen Pembimbing / NIP	: Dr. Ir. Heru Mirmanto M.T. / 196202161995121001

Dengan ini menyatakan bahwaTugas Akhir dengan judul "Studi Numerik Pengaruh Sudut Inlet Basin, dan Sudut Stagger Runner Terhadap Unjuk Kerja Turbin Vortex" adalah hasil karya sendiri, bersifat orisinal, dan ditulis dengan mengikuti kaidah penulisan ilmiah Bilamana di kemudian hari ditemukan ketidaksesuaian dengan pernyataan ini, maka saya bersedia menerima sanksi sesuai dengan ketentuan yang berlaku di Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Mengetahui

Dosen Pembimbing

Numm

Dr. Ir. Heru Mirmanto, M.T. NIP. 196202161995121001

Surabaya

Mahasiswa,

<u>Alifiansyah Yoga Pramono</u> NRP. 10211810010057

STATEMENT OF ORIGINALITY

The undersigned below:

Name of student / NRP : Alifiansyah Yoga Pramono / 10211810010057Departement: Teknik Mesin IndustriAdvisor / NIP: Dr. Ir. Heru Mirmanto M.T. / 196202161995121001

Hereby declare that the Final Project with the title of "Numerical Study of The Effect of Basin Inlet Angle, and Stagger Runner Angle on The Performance Water Turbine Vortex" is the result of my own work, is original, and is written by following the rules of scientific writing. If in the future there is a disrepancy with this student, then I am willing to accept sanction in accordance with the provisions that apply at Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Acknowledge

Dosen Pembimbing

Venn

Dr. Ir. Heru Mirmanto, M.T. NIP. 196202161995121001

Surabaya,

Mahasiswa,

<u>Alifiansyah Yoga Pramono</u> NRP. 10211810010057

STUDI NUMERIK PENGARUH SUDUT *INLET* BASIN, DAN SUDUT STAGGER RUNNER TERHADAP UNJUK KERJA WATER TURBINE VORTEX

Nama/NRP	: Alifiansyah Yoga Pramono/ 10211810010057
Departemen	: Teknik Mesin Industri FV-ITS
Dosen Pembimbing	: Dr. Ir. Heru Mirmanto, M. T.

ABSTRAK

Saat ini teknologi energi terbarukan semakin gencar dikembangkan. Hal itu dikarenakan sumber energi fosil semakin menipis, serta efek samping dari penggunaan energi fosil sangat merugikan lingkungan sekitar. Turbin vortex merupakan salah satu teknologi pemanfaatan sumber energi terbarukan, dimana turbin ini mampu beroperasi pada head rendah, yaitu 0,7 m - 3 m, serta tidak membutuhkan kapasitas yang besar untuk membangkitkan daya listik. Sehingga turbin ini mudah diimplementasikan di pemukiman yang dialiri air.

Pada penelitian ini dilakukan secara numerik pengaruh sudut *inlet* dan sudut *stagger runner* terhadap unjuk kerja turbin vortex, dan intensitas aliran vortex. Metode analisis numerik menggunakan *computitaional fluid dynamic* (CFD) dengan *software* SolidWokrs. Selanjutnya dilakukan validasi hasil simulasi dengan hasil experimen.

Penelitian dilakukan untuk menganalisis intensitas aliran vortex pada variasi sudut inlet basin 0°, 5°, 10°, dan 15°, dimana sudut inlet basin 10° mempunyai intensitas votex paling baik yaitu 0,027 m²/s. Pada basin 10°, dilakukan analisis performa turbin vortex pada variasi sudut stagger runner 0°, 10°, 20°, dan 25°. Dapat disimpulkan bahwa, turbin vortex dengan sudut stagger runner 10° mempunyai performa paling baik, yaitu effisiensi sebesar 13,046% dan koefisien power sebesar 0,13, serta menghasilkan torsi sebesar 0,635 Nm.

Kata Kunci : Computational Fluid Dynamics, Sudut Stagger Runner, dan Turbin Vortex

STUDI NUMERIK PENGARUH SUDUT *INLET* BASIN, DAN SUDUT STAGGER RUNNER TERHADAP UNJUK KERJA WATER TURBINE VORTEX

Nama/NRP	: Alifiansyah Yoga Pramono/10211810010057
Departemen	: Teknik Mesin Industri FV-ITS
Dosen Pembimbing	: Dr. Ir. Heru Mirmanto, M. T.

ABSTRACT

Currently, renewable energy technology is increasingly being developed. This is because fossil energy sources are dwindling, and the side effects of using fossil energy are very detrimental to the surrounding environment. The vortex turbine is one of the technologies for utilizing renewable energy sources, where this turbine is capable of operating at a low head, which is 0.7 m - 3 m, and does not require a large capacity to generate electrical power. So that this turbine is easy to implement in settlements that are flowing with water.

In this research, numerically the influence of the inlet angle and the stagger runner angle on the performance of the vortex turbine, and the intensity of the vortex flow. The numerical analysis method uses computational fluid dynamics (CFD) with SolidWorks software. Furthermore, the simulation results were validated with experimental results.

The study was conducted to analyze the intensity of vortex flow at the variation of the inlet basin angle of 00, 50, 100, and 150, where the inlet basin angle of 100 has the best votex intensity of 0.027 m2/s. In the 100 basin, an analysis of the performance of the vortex turbine was carried out at various stagger runner angles of 00, 100, 200, and 250. It can be concluded that a vortex turbine with a stagger runner angle of 100 has the best performance, namely an efficiency of 13.046% and a power coefficient of 0.13, and produces a torque of 0.635 Nm.

Keyowrd : Computational Fluid Dynamics, Stagger Angle Runner, and Turbine Vortex

KATA PENGANTAR

Puji syukur saya panjatkan kepada Allah SWT, serta tak lupa sholawat dan salam saya ucapkan kepada Rasululah Muhammad SAW. Berkat rahmat dan karunia-Nya penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini dengan judul : "STUDI NUMERIK PENGARUH SUDUT *INLET*, dan SUDUT *STAGGER RUNNER*, TERHADAP UNJUK KERJA *WATER TURBINE VORTEX*". Tersusunnya Tugas Akhir ini tidak lepas dari dukungan, dan kerja sama yang baik dari berbagai pihak yang terlibat secara langsung maupun tidak langsung. Oleh karena itu, pada kesempatan ini penulis ingin berterima kasih kepada :

- 1. Bapak Dr. Ir. Heru Mirmanto, M. T. Selaku Dosen Pembimbing dan Kepala Departemen Teknik Mesin Industri yang dengan sabar memberikan bimbingan serta ilmu yang bermanfaat selama proses pengerjaan Tugas Akhir ini.
- 2. Ibu Dr. Atria Pradityana, S.T., M.T. Selaku koordinator Tugas Akhir Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS.
- 3. Bapak Ir. Nur Husodo, M. S. Selaku Dosen Wali selama kuliah di Departemen Teknik Mesin Industri.
- 4. Bapak Dedy Zulhidayat Noor, S.T., M.T., Ph.D, Bapak Giri Nugroho S.T., M. Sc., dan Ibu Liza Rusdiyana, S.T., M.T., selaku dosen penguji yang telah memberikan kritik dan saran dalam penyempurnaan Tugas Akhir ini.
- 5. Seluruh Bapak Ibu Dosen Departemen Teknik Mesin Industri yang telah memberikan ilmunya salama saya kuliah.
- 6. Ayah, Ibu, dan Adik serta seluruh keluarga penulis yang telah memberikan dukungan moril serta doa yang tidak pernah putus selama ini.
- 7. Rekan satu angkatan Departemen Teknik Mesin Industri 2018 yang telah membantu dalam banyak hal.
- 8. Serta semua pihak yang belum tertulis dan yang tidak mungkin penulis sebutkan satu persatu yang telah ikut berperan dalam pengerjaan Tugas Akhir ini.

Semoga segala keikhlasan dan kebaikan yang telah diberikan mendapatkan balasan yang terbaik dari Sang Pencipta.

Penulis menyadari bahwa dalam penulisan Tugas Akhir ini masih banyak terdapat kesalahan, keterbatasan, serta kekurangan. Oleh karena itu, penulis mengharapkan kritik dan saran sebagai masukan untuk kesempurnaan Tugas Akhir ini. Semoga dengan penulisan ini dapat bermanfaat bagi semua pihak yang membutuhkan.

Surabaya,7 Juli 2021

Alifiansyah Yoga Pramono

		DAFTAKISI	
LEMB.	AR PENGESAHAN		Error! Bookmark not defined.
APPRO			
PERN	YATAAN UKISINALITAS		
ABSII	VAK		V
KAIA	PENGANIAK		
	AK 151		
DAFT	AR GAMBAR		X1
DAFI	AR TABEL		XV
DAFT	AR SIMBOL		XV1
BABI	PENDAHULUAN		l
1.1	Latar Belakang		
1.2	Perumusan Masalah		2
1.3	Batasan Masalah		2
1.4	Tujuan Penelitian		2
1.5	Manfaat penelitian		
BAB II	DASAR TEORI		4
2.1	Pembangkit Listrik		4
2.2	Pembangkit Listrik Tenaga	Air	4
2.3	Turbin Air		6
2.3	3.1 Komponen Turbin Air		7
2.3	3.2 Jenis Turbin Air		7
2.4	Rumus Perhitungan		
2.5	Computational Fluid Dynami	nics	
2.6	Tinjauan Pustaka		
BAB I	I METODOLOGI PENELIT	[AN	
3.1	Variabel Penelitian		
3.2	Diagram Alir Penelitian		
3.3	Identifikasi Masalah		
3.4	Studi Literatur		
3.5	Perencanaan Variable		
3.6	Proses Pemodelan		21
3.7	Computational Fluid Dynam	nics Menggunakan Fluida	a Air25
3.7	7.1 Governing Equation		25
3.7	7.2 Turbulance Model		25
3.7	7.3 General Setting Flow S	Simulation Intensitas Vort	ex26

DAFTAR ISI

3.7.4	Fluid Subdomain pada Basin Conical27
3.7.5	Boundary Condition Computational Fluid Dynamic27
3.7.6	Meshing
3.7.7	Rotating Region Water Turbin Vortex
3.7.8	Menentukan Goals Simulasi
3.7.9	Memulai Flow Simulation Intensitas Vortex Pada Basin Conical
3.8 Ar	alisa dan Perbandingan Data
3.9 Ke	esimpulan dan Saran
3.10 Jac	dwal Kegiatan
BAB IV H	ASIL PENELITIAN
4.1 Pe Basin <i>Co</i>	rbandingan Hasil Simulasi dan Experimen Turbin Vortex Sudut <i>Stagger</i> 0° Pada nical Concave Sudut Inlet 0°31
4.1.1 Concav	Hasil Computational Fluid Dynamics Aliran Vortex Pada Basin Conical ve Sudut Inlet 0°
4.1.2 Basin (Hasil Computational Fluid Dynamics Turbin Vortex Sudut Stagger 0 ^o Pada Conical Concave Sudut Inlet 10 ^o
4.2 Ha	asil Flow Simulation Pada Basin Conical Concave
4.3 Ha Basin <i>Co</i>	asil Computational Fluid Dynamics Turbin Vortex Dengan Sudut Stagger 0° Pada nical Concave
4.3.1	Hasil Simulasi Turbin Vortex Sudut Stagger 0º Pada Kapasitas 230lmin38
4.3.2	Hasil Simulasi Turbin Vortex Sudut Stagger 0º Pada Kapasitas 200 lmin44
4.4 Ha Basin <i>Co</i>	asil Computational Fluid Dynamics Turbin Vortex Dengan Sudut Stagger 10° Pada nical Concave49
4.4.1	Hasil Simulasi Turbin Vortex Sudut Stagger 10º Pada Kapasitas 230lmin49
4.4.2	Hasil Simulasi Turbin Vortex Sudut Stagger 10º Pada Kapasitas 200lmin55
4.5 Ha Basin <i>Co</i>	asil Computational Fluid Dynamics Turbin Vortex Dengan Sudut Stagger 20° Pada nical Concave60
4.5.1	Hasil Simulasi Turbin Vortex Sudut Stagger 20º Pada Kapasitas 230lmin60
4.5.2	Hasil Simulasi Turbin Vortex Sudut Stagger 20º Pada Kapasitas 200lmin66
4.6 Ha Basin <i>Co</i>	asil Computational Fluid Dynamics Turbin Vortex Dengan Sudut Stagger 25° Pada nical Concave71
4.6.1	Hasil Simulasi Turbin Vortex Sudut Stagger 25º Pada Kapasitas 230lmin71
4.6.2	Hasil Simulasi Turbin Vortex Sudut Stagger 25º Pada Kapasitas 2001min77
4.7 Ar Variasi S	nalisa Hasil Studi Numerik Turbin Vortex Dengan Basin Conical Concave Dengan udut <i>Stagger</i>
4.7.1	Analisa Hasil Simulasi Aliran Pada Basin Conical Concave
4.7.2	Perhitungan Hasil Simulasi83
4.7.3 Pada Pi	Hasil Studi Numerik Turbin Vortex Dengan Berbagai Variasi Sudut <i>Stagger</i> utaran dan Kapasitas 230 l/min

4 Hasil Studi Numerik Turbin Vortex Dengan Berbagai Variasi	Sudut Stagger
la Putaran dan Kapasitas 200 l/min	
KESIMPULAN dan SARAN	
Kesimpulan	
Saran	
R PUSTAKA	
TA PENULIS	
	 Hasil Studi Numerik Turbin Vortex Dengan Berbagai Variasi la Putaran dan Kapasitas 200 l/min KESIMPULAN dan SARAN Kesimpulan Saran R PUSTAKA TA PENULIS

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1. 1Potensi Energi Terbarukan di Indonesia	1
Gambar 2. 1 Skema Pembangkit Listrik Tenaga Air	5
Gambar 2. 2 Klasifikasi Turbin Air Berdasarkan Head dan Debit	6
Gambar 2. 3 Turbin Pleton	7
Gambar 2. 4 Turbin Turgo	8
Gambar 2. 5 Turbin Crossflow	8
Gambar 2. 6 Contoh Hasil Simulasi Computational Fluid Dynamic	.14
Gambar 2. 7 Kontur Kecepatan Pada Basin Conical Concave	.14
Gambar 2. 8 Kontur Kecepatan Pada Basin Conical Convex	.14
Gambar 2. 9 Grafik Sudut Stagger Terhadap Effisiensi	.15
Gambar 2. 10 Sudut Kemiringan Inlet Basin	.15
Gambar 2. 11 Grafik Ketinggian Vortex Terhadap Putaran Turbin	.16
Gambar 3. 1 Diagram Alir Penelitian	. 19
Gambar 3. 2 Desain Basin Conical Concave	
Gambar 3. 3 Desain Basin Dengan Sudut Inlet 0º	22
Gambar 3. 4 Desain Basin Dengan Sudut Inlet 5º	22
Gambar 3. 5 Desain Basin Dengan Sudut Inlet 10º	22
Gambar 3. 6 Desain Basin Dengan Sudut Inlet 15°	22
Gambar 3. 7 Desain Geometri Turbin Vortex	23
Gambar 3. 8 Desain Variasi Dengan Sudut Stagger 0º	23
Gambar 3. 9 Desain Variasi Dengan Sudut Stagger 10º	23
Gambar 3. 10 Desain Variasi Dengan Sudut Stagger 20º	24
Gambar 3. 11 Desain Variasi Dengan Sudut Stagger 25º	24
Gambar 3. 12 Rotating Region Turbin Vortex	24
Gambar 3. 13 Penambahan LID Pada Discharge dan Suction Basin	25
Gambar 3. 14 Assembly Seluruh Komponen	25
Gambar 3. 15 Boundary Condition Flow Simulation	
Gambar 3. 16 Setting Global Mesh Flow Simulation	
Gambar 3. 17 Global Mesh Flow Simulation	29
Gambar 3. 18 Local Mesh Rotating Region	29
Gambar 3. 19 Input Putaran Rotating Region	29
Gambar 4. 1 Velocity Contour Pada Basin Conical Concave Sudut Inlet 0 ^o	31
Gambar 4. 2 Cut Plots Pressure Contour Basin Conical Concave Dengan Sudut Inlet 0º Pad	la
Kapasitas 230 l/m ³	32
Gambar 4. 3 Surface Plots Pressure Contour Turbin Vortex Sudut Stagger 0º Pada Basin	
Conical Concave Dengan Sudut Inlet 0 ^o	33
Gambar 4. 4 Hasil Flow Simulation Fluida Air Pada Basin Conical Concave	33
Gambar 4. 5 Cut Plots Pressure Contour Turbin Vortex Sudut Stagger 0º Pada Basin Conic	al
Concave Dengan Sudut Inlet 0 ^o	34
Gambar 4. 6Cut Plots Velocity Contour Pada Basin 0 ^o	35
Gambar 4. 7 Hasil Flow Simulation Fluida Air Pada Basin Conical Concave	35
Gambar 4. 8 Cut Plots Velocity Contour Pada Basin 5 ^o	.35
Gambar 4. 9 Hasil Flow Simulation Fluida Air Pada Basin Conical Concave Sudut Inlet 5°	.35
Gambar 4. 10 Cut Plots Velocity Contour Pada Basin 10 ^o	.36
Gambar 4. 11 Hasil Flow Simulation Fluida Air Pada Basin Conical Concave	.36
Gambar 4. 12 Cut Plots Velocity Contour Pada Basin 15 ^o	.37
Gambar 4. 13 Hasil Flow Simulation Fluida Air Pada Basin Conical Concave	37

Gambar 4. 21 Pressure Contour Pada Sudut Stagger 0° (230 1/min; 30 RPM)40 Gambar 4. 22 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut Stagger 0^o......40 Gambar 4. 23 Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 0º (230 l/min; 30 RPM)40 Gambar 4. 24 Pressure Contour Pada Sudut Stagger 0° (230 l/min; 45 RPM)......41 Gambar 4. 25 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut Stagger 0^o............41 Gambar 4. 26 Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 0º (230 l/min; 45 RPM)41 Gambar 4. 29 Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 0º (230 l/min; 55 RPM)42 Gambar 4. 31 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut Stagger 0^o.......43 Gambar 4. 37 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut Stagger 0^o......45 Gambar 4. 43 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut Stagger 0^o......47 Gambar 4. 51 Pressure Contour Pada Sudut Stagger 10º (230 l/min; 15 RPM)......50 Gambar 4. 52 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut Stagger 10^o.......50 Gambar 4. 53 Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 10º (230 l/min ; 15 RPM)......50 Gambar 4. 55 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut Stagger 10^o51 Gambar 4. 56 Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 10º (230 l/min ; 30 RPM)51 Gambar 4. 58 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut Stagger 10^o........52 Gambar 4. 59 Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 10º (230 l/min ; 45 RPM)52 Gambar 4. 61 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut Stagger 10^o.......53

Gambar 4. 63 Pressure Contour Pada Sudut Stagger 10^o (230 l/min; 60 RPM)......54 Gambar 4. 67 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut Stagger 10º......55 Gambar 4. 68 Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 10º (200 l/min; 0 RPM)55 Gambar 4. 70 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut Stagger 10^o.......56 Gambar 4. 71 Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 10^o (200 l/min ; 15 RPM)56 Gambar 4. 73 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut Stagger 10^o.......57 Gambar 4. 74 Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 10º (200 l/min ; 30 RPM)57 Gambar 4. 76 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut Stagger 10^o.......58 Gambar 4. 79 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut Stagger 10^o59 Gambar 4. 80 Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 10º (200 l/min ; 60 RPM)59 Gambar 4. 81 Pressure Contour Pada Sudut Stagger 20^o (230 l/min; 0 RPM)......60 Gambar 4. 82 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut Stagger 20^o......60 Gambar 4. 83 Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 20^o (230 l/min; 0 RPM)60 Gambar 4. 84 Pressure Contour Pada Sudut Stagger 20^o (230 l/min; 15 RPM)......61 Gambar 4. 85 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut Stagger 20^o.......61 Gambar 4. 86 Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 20^o (230 l/min; 15 RPM)61 Gambar 4. 87 Pressure Contour Pada Sudut Stagger 20^o (230 l/min; 30 RPM)......62 Gambar 4. 88 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut Stagger 20^o.......62 Gambar 4. 89 Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 20^o (230 l/min ; 30 RPM)62 Gambar 4. 90 Pressure Contour Pada Sudut Stagger 20^o (230 1/min; 45 RPM)......63 Gambar 4. 91 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut Stagger 20^o........63 Gambar 4. 92 Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 20^o (230 l/min ; 45 RPM)63 Gambar 4. 93 Pressure Contour Pada Sudut Stagger 20º (230 1/min ; 55 RPM)64 Gambar 4. 94 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut Stagger 20^o........64 Gambar 4. 95 Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 20^o (230 l/min; 55 RPM)64 Gambar 4. 96 Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 20^o (230 l/min ; 60 RPM)65 Gambar 4. 97 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut Stagger 20^o......65 Gambar 4. 100 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut Stagger 20^o......66 Gambar 4. 101 Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 20º (230 l/min ; 45 RPM)66 Gambar 4. 103 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut Stagger 20^o......67 Gambar 4. 104 Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 20º (230 l/min ; 45 RPM)67 Gambar 4. 105 Pressure Contour Pada Sudut Stagger 20º (200 l/min; 45 RPM)......68 Gambar 4. 106 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut Stagger 20º68 Gambar 4. 107 Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 20º (200 l/min ; 45 RPM)68 Gambar 4. 109 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut Stagger 20º69 Gambar 4. 110 Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 20º (200 l/min ; 45 RPM)69 Gambar 4. 111 Pressure Contour Pada Sudut Stagger 20º (200 l/min; 60 RPM)......70 Gambar 4. 112 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut Stagger 20^o......70 Gambar 4. 113 Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 20º (200 l/min : 60 RPM)70 Gambar 4. 114 Pressure Contour Pada Sudut Stagger 25^o (230 l/min; 0 RPM)......71 Gambar 4. 115 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut Stagger 25º71 Gambar 4. 116 Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 25º (230 l/min; 0 RPM)71 Gambar 4. 117 Pressure Contour Pada Sudut Stagger 25° (230 l/min; 15 RPM)......72 Gambar 4. 118 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut Stagger 25^o......72 Gambar 4. 119 Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 25º (230 l/min; 15 RPM)72 Gambar 4. 120 Pressure Contour Pada Sudut Stagger 25° (230 l/min; 30 RPM)......73 Gambar 4. 121 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut Stagger 25^o......73 Gambar 4. 122 Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 25º (230 l/min ; 30 RPM)73 Gambar 4. 123 Pressure Contour Pada Sudut Stagger 25º (230 l/min; 45 RPM)......74 Gambar 4. 124 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut Stagger 25^o......74 Gambar 4. 125 Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 25º (230 l/min ; 45 RPM)74 Gambar 4. 126 Pressure Contour Pada Sudut Stagger 25º (230 1/min; 55 RPM)75 Gambar 4. 127 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut Stagger 25º75 Gambar 4. 128 Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 25º (230 l/min; 55 RPM)75 Gambar 4. 129 Pressure Contour Pada Sudut Stagger 25° (230 l/min; 60 RPM)......76 Gambar 4. 130 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut Stagger 25^o......76 Gambar 4. 132 Pressure Contour Pada Sudut Stagger 25° (200 l/min; 0 RPM)......77 Gambar 4. 133 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut Stagger 25^o......77 Gambar 4. 134 Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 25º (200 l/min; 0 RPM)77 Gambar 4. 135 Pressure Contour Pada Sudut Stagger 25° (200 l/min; 15 RPM)......78 Gambar 4. 136 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut Stagger 25^o......78 Gambar 4. 137 Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 25º (200 l/min; 15 RPM)78 Gambar 4. 139 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut Stagger 25^o......79 Gambar 4. 140 Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 25º (200 l/min ; 30 RPM)79 Gambar 4. 141 Pressure Contour Pada Sudut Stagger 25^o (200 l/min; 45 RPM)......80 Gambar 4. 142 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut Stagger 25^o......80 Gambar 4. 143 Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 25º (200 l/min ; 45 RPM)80 Gambar 4. 144 Pressure Contour Pada Sudut Stagger 25^o (200 l/min; 60 RPM)......81 Gambar 4. 145 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut Stagger 25º81 Gambar 4. 146 Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 25º (230 l/min ; 60 RPM)81 Gambar 4. 153 Grafik Torsi Terhadap RPM Pada Kapasitas 200 l/min87

DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1 Klasifikasi Daya Pembangkit Listrik Tenaga Air	5
Tabel 2. 2 Klasifikasi Pembangkit Listrik Tenaga Air Berdasarkan Head	5
Tabel 3. 1 Potensi Energi Terbarukan di Indonesia	4
Tabel 3. 2 Dimensi Basin	21
Tabel 3. 3 Dimensi Blade	21
Tabel 3. 4 Boundary Condition Flow Simulation	
Tabel 3. 5 Rencana dan Jadwal Kegiatan Tugas Akhir	
Tabel 4. 1 Tabel Hasil Simulasi Aliran Pada Basin Conical Concave	
Tabel 4. 2 Data Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 0º	
Tabel 4. 3 Data Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 10º	
Tabel 4. 4 Data Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 20º	
Tabel 4. 5 Data Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 25º	

DAFTAR SIMBOL

$P_H = $ Daya Hidrolis	m = Laju Aliran Massa
ρ = Massa jenis	T = Torsi
g = Percepatan Gravitasi	F = Gaya
Q = Kapasitas	r = Radius
H = Head	ω = Kecepatan Angular
n_s = Kecepatan Spesifik Turbin	$P_t = $ Daya Turbin
n = Putaran Turbin	$\eta_t = \text{Effisiensi Turbin}$
A = Luas Permukaan Inlet	C_p = Coefisien Power Turbin
p = Panjang Inlet	V_{θ} = Kecepatan Tangensial
l = Lebar Inlet	$\lambda = \text{Tip Speed Ratio}$
h_i = Tinggi Inlet	$\tilde{v} = Kecepatan Tip Rotor$
<i>V</i> = Volume	v = Kecepatan air
t = Waktu	Γ = Intensitas Vortex

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Saat ini semua aktivitas manusia hampir membutuhkan energi listrik. Seiring berjalannya waktu kebutuhan energi listrik semakin meningkat, hal tersebut disebabkan oleh peningkatan pertumbuhan ekonomi serta pola konsumsi energi listrik. Berdasarkan data dari PT. PLN menyebutkan bahwa, sejak tahun 2003 hingga 2020, kebutuhan energi listrik di Indonesia selalu meningkat, baik untuk kebutuhan rumah tangga, industri, maupun umum. (Moch. Muchlis, 2021). Saat ini pembangkit listrik di Indonesia masih bergantung pada penggunaan energi fosil sebagai bakarnya. Hingga tahun 2018 batu bara masih menjadi pemasok utama sumber energi listrik sebesar 50% dari total pasokan energi listrik, sedangkan energi terbarukan hanya menyumbang sebesar 14% (Suharyati, dkk. 2019). Hal tersebut tentunya akan menyebabkan permasalahan tersendiri, dimana sumber energi fosil akan semakin menipis seiring berjalannya waktu. Penggunaan energi fosil juga mempunyai dampak buruk pada lingkungan sekitar. Maka dari itu, diperlukan alternatif untuk beralih ke sumber energi yang lebih ramah lingkungan dan terbarukan guna mencegar krisis energi di masa depan.

Indonesia mempunyai potensi energi terbarukan sebesar 432 GW, namun dari potensi tersebut hanya 16% yang sudah dimanfaatkan (IESR, 2019). Di provinsi Jawa Timur ada potensi energi terbarukan sebesar 24.240 MW, namun hingga tahun 2018 hanya 275 MW yang sudah dimanfaatkan. Pada tahun 2025 Pemerintah Provinsi Jawa Timur mentargetkan penambahan kapasitas energi terbarukan sebesar 4.230 MW. Pemerintah Indonesia berkomitmen untuk mengurangi penggunaan batu bara, mulai tahun 2026 Pemerintah Indonesia tidak akan melakukan penambahan kapasitas PLTU, dan ditargetkan tahun 2035 peningkatan kapasitas energi terbarukan akan mencapai 57%. Tentunya hal tersebut sejalan dengan Perjanjian Paris 2015, dimana 195 negara berkomitmen untuk beraih menuju penggunaan energi bersih.



Gambar 1. 1Potensi Energi Terbarukan di Indonesia (Agus Aditya Tampubolon, 2019)

Indonesia menjad salah satu negara yang menyepakati Perjanjian Paris 2015, dimana 195 berkomitmen untuk mencegah krisis iklim serta mentargetkan nol emisi pada tahun 2050. Pada tahun 2021 diadakan United Nation Climate Change Conference di Glasglow untuk mengkaji

persiapan setiap negara untuk target nol emisi di tahun 2050. Mengingat, target pada Perjanjian Paris 2015 dinilai belum tercapai, hal terebut disebabkan karena banyak negara berkembang yang terkendala dari segi biaya, sehingga pada pertemuan tersebut beberapa negara maju berkomitmen untuk membantu negara-negara yang terkendala biaya. Ada berbagai cara untuk mencegah krisis iklim, salah satunya adalah beralih ke penggunaan energi bersih sebagai pembangkit energi listrik.

Pembangkit listrik tenaga mikrohidro merupakan salah satu aplikasi pemanfaatan energi terbarukan sebagai sumber energi listrik, dengan memanfaatkan gaya yang dihasilkan air untuk menggerakkan turbin, sehingga turbin akan mentransfer energi mekanik ke generator untuk diubah menjadi energi listrik. Mikrohidro dinilai sangat mudah diaplikasikan, karena mampu beroperasi pada head rendah, serta tidak membutuhkan bendungan air untuk beroperasi. Turbin vortex memanfaatkan gaya sentrifugal yang dihasilkan pusaran air untuk bergerak pada head tertentu. Untuk menghasilkan daya turbin yang optimal diperlukan geometri basin yang mampu menghasilkan intensitas vortex yang besar. Basin conical concave mampu menghasilkan kecepatan yang lebih besar dibanding basin concical convex (Alejandro Ruiz Sanchez, 2019). Selain itu, sudut inlet juga dapat mempengaruhi intensitas vortex yang dihasilkan. Sehingga pada penelitian ini dilakukan analisa intensitas vortex pada basin cekung dan datar pada berbagai variasi sudut inlet yaitu sebesar 10°, 15°, 20°, dan 25°

1.2 Perumusan Masalah

Pada penelitian ini berdasarkan sebuah permasalahan yang sedang dihadapi saat ini, dimana kurangnya pemanfaatan aliran sungai untuk kebutuhan pembangkit listri tenaga air. Serta bertujuan untuk menganalisa aliran dengan menggunakan simulasi Computation Fluid Diagram dengan tujuan untuk mengetahui fenomena aliran vortex dan karakteristik dari turbin vortex itu sendiri pada Tip Speed Ratio (TSR) yang berbeda-beda. Dengan menggunakan variasi bentuk blade, sehingga ditemukan jenis blade yang mampu menghasilkan Coefisien Power paling besar. Maka dari itu penulis akan menguraikan rumusan masalah sebagai berikut :

- 1. Bagaimana pengaruh geometri *casing* terhadap intensitas aliran vortex?
- 2. Bagaimana pengaruh sudut *stagger* terhadap daya yang dihasilkan turbin vortex?
- 3. Bagaimana pengaruh *Tip Speed Ratio* terhadap daya dan Koefisien Power turbin vortex?

1.3 Batasan Masalah

Terdapat beberapa batasan masalah yang diambil untuk menganalisa permasalahan diatas, diantaranya :

- 1. Menggunakan fluida *incompressible*
- 2. Simulasi dilakukan pada kondisi steady
- 3. Menggunakan software Solidworks untuk permodelan dan simulasi
- 4. Perpindahan panas dan kekuatan material tidak diperhitungkan

1.4 Tujuan Penelitian

Penelitian ini dilakukan untuk mengetahui karakteristik turbin vortex pada aliran sungai melalui jalur bak kerucut dengan beberapa variasi model turbin vortex yang terdiri dari :

- 1. Menganalisa pengaruh geometri dan sudut inlet basin terhadap intensitas aliran vortex
- 2. Menganalisa pengaruh sudut *stagger* terhadap performa yang dihasilkan turbin vortex
- 3. Menganalisa pengaruh *Tip Speed Ratio* terhadap Coefficient Power turbin vortex

1.5 Manfaat penelitian

Dengan adanya penilitian mengenai pemodelan dan simulasi turbin vortex, dapat diambil manfaatnya sebagai berikut :

- 1. Menghasilkan *runner* turbin vortex yang mampu menghasilkan daya paling besar
- 2. Menghasilkan literature mengenai analisis aliran turbin vortex, agar dapat digunakan sebagai referensi untuk perancangan turbin vortex

BAB II DASAR TEORI

2.1 Pembangkit Listrik

Hingga saat ini pembangkit listrik di Indonesia masih cenderung mengandalkan penggunaan energi fosil, dimana seiring berjalannya waktu ketersediaan energi fosil semakin menipis, serta penggunaan energi fosil dapat menyebabkan dampak buruk pada lingkungan, seperti efek gas rumah kaca dan menipisnya lapisan ozon. Maka dari itu Indonesia harus segera untuk beralih ke penggunaan energi yang lebih bersih dan lebih terbarukan agar Indonesia dapat mencegah krisis energi di masa depan. Indonesia menjadi salah satu negara yang menyepakati Perjanjian Glasglow 2021, dimana 195 negara menyepakati untuk beralih ke penggunaan energi terbarukan. Berdasarkan RUPTL PLN 2021-2030, mulai tahun 2028 tidak akan ada penambahan kapasitas Pembangkit Listrik Tenaga Uap. Serta pada tahun 2035 pembangkit energi terbarukan akan mencapai 57% dari total pembangkit listrik di Indonesia. Maka dari itu Indonesia perlu mempersiapkan jauh-jauh hari untuk mencapai target tersebut, mengingat Indonesia menjadi salah satu negara yang berkomitmen untuk mencapau zero emisi pada tahun 2050.

Indonesia mempunyai sumber daya alam yang melimpah, dimana banyak sekali sumber daya yang berpotensi untuk dimanfaatkan sebagai pembangkit listrik. Saat ini, masyarakat dunia sedang berfokus pada pengembangan teknologi energi terbarukan, hal tersebut disebabkan karena sumber energi fosil yang semakin menipis, serta mempunyai dampak buruk pada lingkungan. Indonesia mempunyai potensi energi terbarukan yang sangat besar, namun sangat disayangkan saat ini Indonesia belum memanfaatkan energi terbarukan secara maksimal. Adapun potensi energi terbarukan di Indonesia dapat dilihat pada tabel berikut :

Energi Terbarukan	Sumber Daya
Hydro	75.091 MW
Mikrogydro	19.385 MW
Geothermal	17.546 MW
Biomass	32.654 MW
Solar	207.898 MW
Wind	60.647
Ocean	17.988 MW

Tabel 3. 1 Potensi Energi Terbarukan di Indonesia (Agus Aditya Tampubolon, 2019)

2.2 Pembangkit Listrik Tenaga Air

Pembangkit listrik tenaga air pertama dikembangkan pada tahun 1880-an. Menurut International Energy Agency (IEA), pembangkit listrik tenaga air saat ini memasok 16% listrik dunia.Pembangkit listrik tenaga air merupakan sumber energi listrik yang ramah lingkungan, dengan memanfaatkan air bertekanan untuk menggerakkan turbin. Head bisa didefinisikan sebagai ketinggian atau tekanan. Tekanan air terbentuk akibat perbedaan ketinggian sumber air dengan intake turbin. Prinsip kerjanya cukup sederahana, air sebagai sumber energi dialirkan melalui saluran menuju turbin, air bertekanan menciptakan gaya untuk menggerakkan turbin, sehingga turbin menghasilkan energi mekanik. Selanjutnya energi mekanik yang dihasilkan turbin dikirimkan ke generator dan akan diubah menjadi energi listrik.



Gambar 2. 1 Skema Pembangkit Listrik Tenaga Air (Tennessee Valley Authority, 2021)

Pembangkit listrik tenaga air dapat diklasifikasikan berdasarkan head dan daya yang dihasilkan. Berikut adalah klasifikasi pembangkit listrik tenaga air berdasarkan kapasitas yang dihasilkan :

(Baskoro dan D. Aria Pranedya, 2015)			
Tipe	Kapasitas		
Large power	Lebih dari 100 MW		
Medium power	15-100 MW		
Small power	1-15 MW		
Mini hydro	200 kW - 1 MW		
Micro hydro	5 kW – 200 Kw		
Pico hydro	Kurang dari 5 Kw		

Tabel 2. 1	Klasifikas	i Daya	Pembangkit L	istrik Tenaga A	ir
	(Declare a	lan D	A min Duran a dava	2015	

Pembangkit listrik tenaga air juga dapat diklasifikasikan berdasarkan head yang dibutuhkan, adapun klasifikasinya seperti berikut :

(Firman Jamali, 2014)		
	Tipe	Head
	Height Head	Diatas 100 m
	Middle Head	30 – 100 m
	Low Head	1 - 30 m

Tabel 2. 2 Klasifikasi Pembangkit Listrik Tenaga Air Berdasarkan Head

Berdasarkan tabel 2.1 pembangkit listrik tenaga mikrohidro mampu menghasilkan kapasitas sebesar 5 kW sampai 200 kW, pembangkit listrik tenaga mikrohidro biasanya diaplikasikan pada aliran sungai yang mempunyai titik jatuh aliran yang rendah. Pada umumnya pembangkit listrik tenaga mikrohidro mempunyai ukuran yang lebih kecil dibandingkan dengan pembangkit listrik tenaga air konvensional, dengan menggunakan turbin tipe low head serta tidak memerlukan bendungan pada instalasinya. Sehingga, mikrohidro cocok diaplikasikan di pedesaan. Dengan memanfaatkan aliran sungai untuk memutar poros turbin, sehingga turbin menghasilkan energi mekanik. Selanjutnya energi mekanik tersebut dikirimkan ke generator dan diubah menjadi energi listrik.

Seperti yang diketahui Pembangkit Listrik Tenaga Mikrohidro merupakan teknologi energi terbarukan, mikrohidro mempunyai beberapa keunggulan diantaranya adalah :

- 1. Dapat beroperasi pada head dan kapasitas rendah
- 2. Tidak membutuhkan bendungan besar untuk penyimpanan air, sehingga biaya perancangan lebih murah
- 3. Ramah lingkungan, dan dapat dipasang di sepanjang aliran sungai
- 4. Mempunyai biaya perawatan yang rendah
- 5. Sistem kontrol yang digunakan cukup sederhana

Pembangkit listrik tenaga mikrohidro mampu menghasilkan daya yang bervariasi dengan rentang 5 kW hingga 100 kW tergantung dengan head dan kapasitas aliran sungai. Selain itu, design turbin yang digunakan juga berpengaruh pada daya yang dihasilkan, design turbin dapat diperhitungkan berdasarkan kapasitas, gaya dan aliran air yang dihasilkan.

2.3 Turbin Air

Indonesia mempunyai potensi sumberdaya air yang sangat besar, selain digunakan untuk irigasi persawahan, air sungai juga dapat dimanfaatkan sebagai pembangkit energi listrik. Pembangkit listrik tenaga air memanfaatkan energi potensial yang dihasilkan air bertekanan untuk memutar turbin. Turbin terkoneksi dengan generator, sehingga ketika turbin berputar, generator juga akan berputar. Energi mekanik yang dihasilkan turbin akan dikirimkan ke generator untuk diubah menjadi energi listrik. Turbin air mampu menghasilkan energi listrik yang bervariasi, tergantung dengan jenis turbin air yang digunakan.

Dalam hal ini pengoperasian turbin air disesuaikan dengan potensi head dan debit, adapun klasifikasi turbin ari berdasarkan head dan debit pengoperasianya adalah seperti gambar berikut :



Gambar 2. 2 Klasifikasi Turbin Air Berdasarkan Head dan Debit (Frietz Dietzel, 1992)

Turbin merupakan salah satu komponen utama pada pembangkit listrik tenaga air, turbin air merupakan mesin penggerak yang memanfaatkan fluida kerja untuk memutar poros turbin. Turbin air dirancang untuk mengubah energi potensial air menjadi energi mekanik. Kemudian energi mekanik tersebut dikirimkan ke generator dan diubah menjadi energi listrik. Pada rotor generator terjadi perpotongan medan magnet akibat rotor yang berputar, perpotongan medan magnet tersebut menghasilkan arus listrik.

2.3.1 Komponen Turbin Air

- 1. Rotor, merupakan bagian turbin air yang berputar, yang terdiri dari :
 - a. Sudu, berfungsi untuk menerima gaya yang diberikan aliran air
 - b. Poros, berfungsi untuk meneruskan gaya atau energi yang dihasilkan oleh sudu dalam bentuk gerak putar
 - c. Bantalan, merupakan komponen yang berfungsi untuk mencegah kebocoran pada sistem turbin air.
- 2. Stator, merupakan bagian turbin air yang tidak bergerak, yang terdiri dari:
 - a. *Nozzle*, merupakan komponen yang berfungsi untuk meneruskan fluida kerja, sehingga tekanan dan kecepatan fluida semakin meningkat ketika memasuki *nozzle*.
 - b. Housing, berfungsi sebagai dudukan komponen-komponen turbin air.

2.3.2 Jenis Turbin Air

Turbin air terbagi menjadi dua jenis berdasarkan prinsip kerjanya dalam mengubah energi potensial menjadi energi mekanik, yaitu turbin impuls dan turbin reaksi.

2.3.2.1 Turbin Impuls

Turbin impuls lebih efisien digunakan pada head tinggi, yang berkisar dari 6 hingga 600 kaki (Scott Davis, 2005). Pada turbin impuls, energi potensial air diubah menjadi energi kinetik pada nozzle. Air keluar dari nozzle dengan kecepatan tinggi, dan membentur sudu turbin. Sehingga sudu turbin menerima gaya dan menghasilkan energi mekanik. Turbin impuls biasa disebut turbin tekanan sama, karena tekanan yang diterima sudu turbin selalu sama. Ada beberapa jenis turbin air yang masuk dalam kategori turbin impuls, yaitu :

1. Turbin pleton

Turbin pleton memanfatkan tekanan air yang dipancarkan nozzle, air yang dipancarkan menyebabkan gaya untuk memutar roda pleton. Turbin pleton mempunyai satu atau lebih jet bebas. Pada umumnya multiple-jet turbin pleton digunakan pada head tinggi, dan single jet digunakan pada head rendah. Turbin pleton mampu menghasilkan efisiensi yang cukup tinggi yakni 70 hingga 90 persen.



(Mafrudin, dan Dwi Irawan, 2020)

2. Turbin turgo

Pada tahun 1920 Gilbert Gilkes menemukan turbin turgo, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.4. Pada umumnya turbin turgo digunakan pada head menenggah hingga tinggi. Dengan memanfaatkan head 15 meter hingga 30 meter (Papantonis, et. al. 2008) turbin turgo dapat menghasilkan efisiensi yang jauh lebih besar dibandingkan turbin pleton. Hal itu disebabkan karena turbin turgo beroperasi dengan memanfaarkan tekanan yang keluar dari nozzle dengan sudut yang tajam, yaitu pada kemiringan 20-30 derajat.



Gambar 2. 4 Turbin Turgo (A. H. Elbatran, et. al, 2015)

3. Turbin crossflow

Turbin crossflow beroperasi dengan memanfaatkan aliran radial, dan tekanan kecil dengan injeksi tangensial dari putaran kipas dengan poros horizontal. Pada umumnya turbin crossflow dioperasokan pada debit air sebesar 20 l/s dan head 1 meter hingga 200 meter. Turbin crossflow menggunakan nozzle persegi yang mempunyai lebar sama besar dengan *runner*. Dengan memanfaatkan pancaran air dari *nozzle* untuk menghasilkan energi mekanik.



Gambar 2. 5 Turbin Crossflow (Mafrudin, dan Dwi Irawan, 2020)

2.3.2.2 Turbin Reaksi

Turbin reaksi lebih cocok digunakan pada lokasi head rendah dengan aliran tinggi. Turbin reaksi menghasilkan daya dari aksi gabungan tekanan dan arus air. Pada kecepatan operasi rendah, efisiensi turbin reaksi lebih baik daripada turbin impuls. Turbin reaksi tidak memerlukan *nozzle*, dengan memanfaatkan blade yang meninjol secara radial untuk menerima gaya pada aliran air. Ada beberapa jenis turbin air yang termasuk kedalam kategori turbin reaksi, yaitu :

1. Turbin Propeller

Turbin reaksi yang sering digunakan adalah turbin propeller, karena lebih praktis dan sederhana, efisiensi yang baik, serta biaya perawatan relatif murah. Turbin propeller umumnya mempunyai tiga hingga enam *blade*, dimana air memberikan tekanan secara kontinu dengan laju konstan. Ada empat jenis turbin propeller, yaitu turbin bulb, turbin starflo, turbin *tube*, dan turbin kaplan.



Gambar 2. 6 Turbin Kaplan (Mafrudin, dan Dwi Irawan, 2020)

2. Turbin Francis

Turbin francis merupakan jenis yang paling umum digunakan pada pembangkit listrik tenaga air konvensional. Turbin francis mempunyai *runner* aliran radial atau campuran yang dipasang pada *casing spiral* dengan *guide vanes* yang dapat disesuaikan. Blade berputar akibat air yang masuk melalui *runner*.



Gambar 2. 7 Turbin Francis (Mafrudin, dan Dwi Irawan, 2020)

3. Turbin Archimedes

Pada zaman kuno, teknologi archimedes screw telah digunakan sebagai pompa, kontruksinya terdiri dari satu atau lebih sudu berbentuk ulir dan terhubung dengan poros penggerak. Turbin archimedes mampu beroperasi pada head yang sangat rendah yaitu 1 meter, dengan memanfaatkan air yang jatuh dan melewati *screw* menuju outet diujung bawah. Sehingga menimbulkan gaya dan beda tekanan hidrostatis di sepanjang rotor.



Gambar 2. 8 Turbin Archimedes (Herman Budi Harja, 2014)

4. Turbin Vortex

Turbin ini biasa disebut Gravitational Water Turbine Vortex (GVWT). Turbin vortex pertama kali ditemukan di Austria, dengan kapasitas sebesar $1 \text{ m}^3/_{\text{S}}$ dan total head sebesar 1.3 m. Turbin vortex beroperasi dengan memanfaatkan pusaran air yang dihasilkan oleh casing, dan kemudian energi yang dihasilkan pusaran air diubah menjadi energi mekanik oleh turbin. Casing didesain sedemikian rupa supaya menghasilkan pusaran air yang optimum. Dimana casing mempunyai bentuk yang semakin mengecil pada bagian bawah, sehingga air mempunyai tekanan yang berbedabeda sesuai dengan posisinya. Turbin vortex mampu beroperasi pada head rendah berkisar 0,7 meter hingga 2 meter dengan kapasitas sebesar 1 $\text{m}^3/_{\text{S}}$



Gambar 2. 9 Turbin Vortex (Anjali Mohanan, 2016)

2.4 Rumus Perhitungan

1. Daya air

Daya air merupakan daya yang dibutuhkan turbin untuk berputar pada kecepatan tertentu. Daya air dapat dicari dengan persamaan berikut (Frietz Dietzel, 1980)

$$P_H = \rho \times g \times H \times Q$$

2. Persamaan Energi

Persamaan energi antara masukan penggerak dari titik keluaran dapat dinyatakan sebagai berikut :



Gambar 2. 10 Skema Aliran Dari Titik 1 ke Titik 2

Perubahan pada persamaan ini dilakukan dengan membandingkan dengan persamaan bernoulli, dengan ditambahkan h_L sebagai kehilangan tinggi tekan. Pada umumnya $Z_1 - Z_2$ tidak terlalu memberikan penggaruh, maka dari itu nilainya selalu diabaikan, sehingga persamaan diatas dapat dirumuskan seperti berikut :

$$\frac{P_1 - P_2}{\gamma} = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + h_L$$

3. Persamaan Bernoulli

Menurut persamaan Bernoulli besar energi aliran tersebut adalah perbedaan ketinggian z antara ketinggian air diatas dan ketinggian air dibawah. Besar energi tersebut dapat dihitung menggunakan persmaan berikut :

$$\frac{P}{\rho} + \frac{v^2}{2} + gz = konstan$$

Untuk aliran incompressible, persamaan Bernouli digunakan untuk menghitung perubahan kecepatan terhadap perubahan tekanan sepanjang streamline, dengan mengabaikan perbedaan ketinggian. Adapun persamaan Bernoulli dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$\frac{P}{\rho} + \frac{v^2}{2} = konstan$$

4. Kecepatan spesifik turbin

Kecepatan spesifik turbin didefinisikan sebagai kecepatan dalam putaran per satuan menit, dengan simbol (n_s) yang dinyatakan dalam persamaan. (Fritz Dietzel, 1980)

$$n_s = \frac{n\sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}}$$

5. Luas permukaan inlet

Inlet merupakan saluran tempat masuknya aliran air. Untuk menghitung luas persamaan inlet dapat digunakan persamaan berikut:

$$A = p \times l$$

6. Debit

Debit dapat didefinisikan sebagai volume persatuan waktu, untuk menghitung debit dapat digunakan persamaan berikut. (Pritchard dan Leylegian, 2011)

$$Q = \frac{V}{t}$$

7. Laju aliran massa

Laju aliran massa merupakan perubahan massa terhadap waktu, untuk menghitung laju aliran massa dapat digunakan persamaan berikut

$$\dot{\mathbf{m}} = \rho \times Q$$

8. Torsi

Untuk menghitung torsi turbin, dapat digunakan persamaan sebagai berikut (R.S. Khurmi dan J.K. Gupta, 2005)

$$T = F \times r$$

9. Kecepatan angular

Untuk menghitung kecepatan angular yang dihasilkan turbin, dapat menggunakan persamaan berikut (R.S. Khurmi dan J.K. Gupta, 2005)

$$\omega = \frac{2\pi n}{60}$$

10. Daya turbin

Untuk menghitung daya yang dihasilkan turbin, dapat menggunakan persamaan berikut (Pitchard dan Leylegian, 2012)

$$P_t = T \times \omega$$

11. Effisiensi turbin

Effisiensi turbin dapat dihitung dengan persamaan berikut (Pitchard dan Leylegian, 2012)

$$\eta_t = \frac{P_t}{P_H} 100\%$$

12. Koefisien power

Koefisien power didefinisikan sebagai perbandingan daya input dengan daya yang dihasilkan turbin. Koefisien power dapat dihitung menggunakan persamaan berikut (Jones, B., 1950)

$$C_p = \frac{P_t}{P_H}$$

13. Kecepatan tangensial

Untuk menghitung kecepatan tangensial pada turbin dapat menggunakan persamaan berikut (Warjito, et. al., 2020)

$$V_{\theta} = \frac{Q}{bh_i}$$

14. Tip speed ratio

Tip speed ratio adalah perbandingan antara kecepatan rotor dibandingkan kecepatan air, dimana pada penelitian ini diasumsikan tip speed ratio diketahui, dimana nantinya data tersebut digunakan untuk mencari kecepatan aliran air. Adapun persamaan *tip speed ratio* adalah sebagai berikut (Regheb, 2014)

$$\lambda = \frac{\tilde{v}}{v} = \frac{\omega r}{v}$$

15. Kekuatan Vortex

Untuk menghitung kekuatan vortex dapat dilakukan dengan persamaan berikut

 $\Gamma = 2\pi r v_{\theta}$

2.5 Computational Fluid Dynamics

Computational fluid dynamics merupakan alternatif penggunaan persamaan diferensial parsial yang digunakan untuk menganalisa aliran fluida dalam bentuk numerik dengan variabel yang sudah ditentukan. Pada CFD akan dilakukan perhitungan pada tiap elemen, misalnya suatu ruang yang terisi fluida akan dilakukan pembagian menjadi berbagai bagian kecil dan kemudian dilakukan proses perhitungan, proses pembagian tersebut disebut *meshing*. Tentu saja, penyelesaian CFD dilakukan dengan menggunakan komputer, karena CFD memerlukan manipulasi berulang-ulang dari ribuan bahkan jutaan data yang mustahil untuk dilakukan secara manual. CFD dapat digunakan pada berbagai analisa yang rumit misal, analisa aerodynamic, analisa heat transfer, dsb. Dimana sebelum menganalisa harus ditentukan batasan-batasan berupa asumsi sesuai kondisi realita.

Dalam proses CFD terdapat kontrol perhitungan yang disebut meshing. Meshing dilakukan perhitungan secara otomatis pada kondisi yang sudah ditentukan. Kondisi tersebut merupakan definisi dari kontrol perhitungan berupa hipotesa pada awal proses perhitungan. Proses CFD terdapat tiga tahapan, yaitu :

1. Pre-Processing

Sebelum melakukan tahap *pre-processing* diharuskan membuat permodelan dengan menggunakan *software* CAD. Pada tahap ini dilakukan dengan menginput data yang sudah diketahui, seperti domain ataupun *boundary condition*. Pada tahap ini dilakukan meshing pada objek.

2. Solving

Solving merupakan proses penting pada CFD, pada tahap ini dilakukan pengolahan data masukkan yang dilakukan secara iteratif. Artinya, pengolahan data dilakukan hingga mengarah pada eror terkecil atau mencapai nilai konvergen.

3. Post-processing

Post-processing merupakan tahap terakhir pada simulasi CFD, pada tahap ini perhitungan yang telah selesai dapat diinterpretasikan menjadi grafik, gambar, atau bahkan animasi.



Gambar 2. 6 Contoh Hasil Simulasi *Computational Fluid Dynamic* (Alejandro Ruiz Sanchez, et. al., 2019)

2.6 Tinjauan Pustaka

Pada penelitian yang dilakukan Alejandro Ruiz Sanchez, dkk (2019) dengan judul "Numerical and Experimental Evaluation of Concave and Convex Designs for Gravitational Water Vortex Turbine" menunjukkan bahwa terdapat beberapa bentuk casing yang sering digunakan pada turbin vortex, diantaranya adalah bentuk silinder, *conical*, dan *rectangular*. Pada peneltian tersebut menyebutkan bahwa basin *conical* mempunyai efisiensi yang paling baik. Basin *conical* sendiri terbagi menjadi dua bentuk, yaitu *concave* dan *convex*. Dimana pada experiment ini Alejandro Ruiz Sanchez membuktikan bahwa basin *conical convcave* menghasilkan pusaran air yang lebih besar dibandingkan dengan basin *conical convex*, dengan kecepatan maksimum sebesar 1,81 m/s.



Gambar 2. 7 Kontur Kecepatan Pada Basin Conical Concave



Gambar 2. 8 Kontur Kecepatan Pada Basin Conical Convex

Pada penelitian yang dilakukan Mulligan dan Casserly yang berjudul "Design and Optimization of a Water Vortex Hydropower Plant" pada 2010 menyebutkan bahwa untuk menghasilkan daya yang optimum, besar diameter orifice harus sebesar 16% - 18% dari diameter basin.

Dhakal R, dkk pada tahun 2017 melakukan penelitian dengan judul "Computational and Experimental Investigation of Runner for Gravitational Water Vortex Power Plant" pada penelitian tersebut dilakukan 3 variasi kemiringan blade terhadap hub sebesar 15° hingga 25°. Pada penelitian tersebut dihasilkan data daya output dan sudut kemiringan blade 19° menghasilkan daya output yang paling besar.



Gambar 2. 9 Grafik Sudut Stagger Terhadap Effisiensi

Alejandro Ruiz Sanchez pada penelitiannya yang berjudul "Numerical and Experimental Evaluation of Concave and Convex Designs for Gravitational Water Vortex Turbine" melihatkan bahwa basin yang digunakan mempunyai sudut *inlet* yang besar, yang artinya pada area mendekati *inlet* mempunyai ukuran yang semakin mengecil. Hal ini akan menyebabkan peningkatan kecepatan aliran air ketika mendekati inlet (Abdul Samad Saleem, et. al., 2020)



Gambar 2. 10 Sudut Kemiringan Inlet Basin

Nauman pada penelitiannya yang berjudul "Blade Optimization of Gravitational Water Vortex Turbine" menyebutkan bahwa ketinggian vortex mempunyai pengaruh pada putaran turbin yang dihasilkan. Dengan semakin besarnya ketinggian vortex, putaran turbin yang dihasilkan juga semakin besar



Gambar 2. 11 Grafik Ketinggian Vortex Terhadap Putaran Turbin

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

Secara umum metodologi penelitian dapat diartikan sebagai tahapan atau proses yang digunakan untuk mencapai tujuan penelitian, serta digunakan sebagai acuan dalam pelaksanaan penelitian.

Metode yang digunakan dalam penelitian ini adalah metode simulasi Computational Fluid Dynamic, dengan tujuan untuk mengetahui pengaruh geometri basin terhadap intensitas vortex, serta pengaruh Tip Speed Ratio terhadap daya dan Coefisien Power pada turbin vortex. Pada penelitian ini, digunakan turbin vortex dengan beberapa variasi bentuk blade. Awalnya menentukan geometri basin serta dilakukan simulasi CFD untuk mengetahui basin mana yang mempunyai intensitas vortex yang paling besar. Setelah menentukan jenis basin yang digunakan, maka langkah selanjutnya adalah membuat desain turbin vortex dengan beberapa variasi geometri, serta dilakukan simulasi CFD pada basin dengan penambahan beberapa variasi turbin vortex. Hal tersebut bertujuan untuk mengetahui daya dan *coefisien power* yang dihasilkan turbin vortex.

3.1 Variabel Penelitian

Variabel penelitian adalah suatu objek atau nilai yang mempunyai variasi tertentu yang ditetapkan oleh peneliti untuk dipelajari dan kemudian ditarik kesimpulannya (Sugiyono, 2014). Dalam penelitian terdapat tiga macam variabel, yaitu variabel bebas, variabel terikat, dan variabel kontrol.

1. Variabel Bebas

Variabel bebas merupakan variabel yang mempengaruhi perubahan variabel terikat (Sugiyono, 2014). Variabel bebas yang digunakan dalam penelitian ini adalah geometri basin dengan beberapa variasi sudut *stagger*.

2. Variabel Terikat

Variabel terikat merupakan variabel yang dipengaruh karena adanya variabel bebas (Sugiyono, 2014). Pada penelitian ini yang termasuk jenis variabel terikat adalah daya turbin, dan coefisen power turbin.

3. Variabel Kontrol

Variabel kontrol merupakan variable yang dibuat konstan agar pengaruh variabel bebas ke variabel terikat tidak dipengaruhi oleh faktor-faktor lain yang tidak berkaitan dengan penelitian. Dalam penelitian ini yang termasuk variabel kontrol adalah:

- a. Fluida kerja yang digunakan adalah air
- b. Geometri Basin
- c. Geometri Turbin
- d. Kecepatan aliran
3.2 Diagram Alir Penelitian





Gambar 3. 1 Diagram Alir Penelitian

3.3 Identifikasi Masalah

Identifikasi masalah dilakukan untuk menentukan permasalahan yang akan diteliti sesuai dengan tujuan penelitian. Pada penelitian ini telah ditentukan masalah yang akan diteliti yaitu, bagaimana pengaruh geometri dan sudut inlet basin terhadap intensitas vortex yang dihasilkan, dan pengaruh sudut *stagger* turbin terhadap daya yang dihasilkan. Selanjutkan ditentukan metode yang digunakan untuk mencari solusi dari permasalahan tersebut.

3.4 Studi Literatur

Studi literatur merupakan tahapan awal sebelum melakukan penelitian dengan tujuan untuk menentukan dasar teori yang akan digunakan selama penelitian. Studi literatur dilakukan dengan membaca buku, jurnal, dan penelitian dengan topik berkaitan yang telah dilakukan pada penelitian terdahulu untuk menunjang penelitian ini. Studi literatur juga dilakukan untuk mengumpulkan data dari basin dan turbin.

3.5 Perencanaan Variable

Sebelum melakukan pemodelan dan simulasi diharuskan menentukan data yang akan digunakan pada penelitian ini, seperti dimensi basin dan turbin serta variabel yang digunakan pada penelitian ini. Adapun variabel yang akan digunakan dalam penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Head

Head merupakan tekanan yang dihasilkan dari perbedaan ketinggian discharge dan suction basin, pada penelitian ini basin mempunyai head (H) sebesar 0,5 m

2. Kapasitas

Ada dua kapasitas yang akan digunakan pada penelitian ini, yaitu sebesar 230 $\frac{l}{min}$ dan 200 $\frac{l}{min}$

3. Kecepatan Aliran

Berdasarkan kedua variasi kapasitas yang digunakan, untuk mencari kecepatan aliran air dapat menggunakan persamaan berikut:

$$Q = Av$$

Dengan kapasitas 230 $\frac{l}{min}$ maka, kecepatan aliran pada canal basin sebesar:

$$0,003833 \frac{m^3}{s} = 0,25 \ m \times 0,1 \ m \times v$$
$$v_1 = \frac{0,003833 \ \frac{m^3}{s}}{0,025 \ m^2}$$
$$v_1 = 0,1533 \ \frac{m}{s}$$

Dengan kapasitas 200 $\frac{l}{min}$ maka, kecepatan aliran pada canal basin sebesar:

$$0,003333 \frac{m^{3}}{s} = 0,25 \ m \times 0,1 \ m \times v$$
$$v_{1} = \frac{0,003333 \ \frac{m^{3}}{s}}{0,025 \ m^{2}}$$
$$v_{1} = 0,3533 \ \frac{m}{s}$$

4. Daya Hidrolis

Untuk mencari daya hidrolis dapat digunakan persamaan berikut : $P_h = \rho g Q H$

Pada kapasitas 230 $\frac{l}{min}$ air mempunyai daya sebesar: $P_h = 1000 \frac{kg}{m^3} \times 9,81 \frac{m}{s^2} \times 0,003833 \frac{m^3}{s} \times 0,5m$ $P_h = 18,800 \text{ watt}$

Pada kapasitas 200 $\frac{l}{min}$ air mempunyai daya sebesar: $P_h = 1000 \frac{kg}{m^3} \times 9,81 \frac{m}{s^2} \times 0,003333 \frac{m^3}{s} \times 0,5m$ $P_h = 16,348 \text{ watt}$

3.6 **Proses Pemodelan**

Pada penelitian ini dilakukan 2 variasi bentuk basin yaitu, conical concave dan conical flat. Selain itu, juga dilakukan variasi sudut inlet sebesar 10°,15°,20°, dan 25°, dengan tujuan untuk menganalisa pengaruh sudut inlet terhadap intensitas vortex yang dihasilkan. Adapun dimensi basin dan turbin adalah sebagai berikut:

Tabel 3. 2 Dimensi Basin			
Keterangan	Dimensi		
Diameter basin	500 mm		
Diameter oulet	80 mm		
Ketinggian basin	500 mm		
Ketinggian inlet	100 mm		
Luasan inlet	25.000 mm ²		

Keterangan	Dimensi
Diameter basin	500 mm
Diameter oulet	80 mm
Ketinggian basin	500 mm
Ketinggian inlet	100 mm
Luasan inlet	25.000 mm ²

Tabel 3. 3 Dimensi Blade			
Keterangan	Dimensi		
Diameter hub	88,9 mm		
Diameter kelengkungan blade	250 mm		
Diameter blade	450 mm		
Tinggi blade	180 mm		

		-	-				
D 1 1	1.1	11 1 .1			1 1	1	C
Darı data y	ang sudah	didapatkan,	selanjutnya	dilakukan	permodelan	menggunakan	software

3.6.1 Pemodelan Basin pada Solidworks

Solidworks.

Berdasarkan data dimensi basin yang telah dilakukan, selanjutnya dilakukan pemodelan basin conical concave menggunakan aplikasi solidworks.



Gambar 3. 2 Desain Basin Conical Concave

3.6.2 Pemodelan Variasi Inlet Basin

Pada penelitian ini dilakukan beberapa variasi sudut *inlet* basin dengan tujuan untuk menganalisa pengaruh sudut *inlet* terhadap intensitas vortex yang dihasilkan basin. Adapun variasi sudut *inlet* yang digunakan adalah sebesar 0°, 5°, 10°, 15°, 20, dan 25.



Gambar 3. 3 Desain Basin Dengan Sudut Inlet 0º



Gambar 3. 4 Desain Basin Dengan Sudut Inlet 5º



Gambar 3. 5 Desain Basin Dengan Sudut Inlet 10º



Gambar 3. 6 Desain Basin Dengan Sudut Inlet 15°

3.6.3 Pemodelan Turbin

Pemodelan turbin dilakukan berdasarkan data dimensi yang sudah dikumpulkan. Pada penelitian ini dilakukan variasi sudut *stagger* turbin dengan tujuan untuk menganalisa pengaruh sudut *stagger* terhadap performa turbin. Runner dengan geometri melengkung mampu mengasilkan daya yang lebih besar daripada blade dengan geometri datar(R. Dhakal, et al. 2018)



Gambar 3. 7 Desain Geometri Turbin Vortex

3.6.4 Pemodelan Variasi Sudut Stagger Pada Turbin Mode A

Pada penelitian ini dilakukan dengan variasi sudut *stagger* sebesar 0°, 10°, 20°, dan 25° dengan tujuan untuk menganalisa pengaruh sudut *stagger* terhadap daya yang dihasilkan turbin



Gambar 3. 8 Desain Variasi Dengan Sudut Stagger 0º



Gambar 3. 9 Desain Variasi Dengan Sudut Stagger 10º



Gambar 3. 10 Desain Variasi Dengan Sudut Stagger 20°



Gambar 3. 11 Desain Variasi Dengan Sudut Stagger 25°

3.6.5 Pemodelan Rotating Region

Rotating region digunakan untuk menunjukan komponen yang berputar pada simulasi *computational fluid dynamics* turbin vortex, dengan bentuk dan dimensi hampir menyerupai turbin vortex.



Gambar 3. 12 Rotating Region Turbin Vortex

3.6.6 Penambahan LID

Setelah melakukan pemodelan basin dan turbin, selanjutnya dilakukan penambahan LID. Penambahan LID dilakukan sebelum memulai simulasi yaitu dengan menambahkan tutup pada bagian suction dan discharge basin agar dapat terbentuk *fluid subdomain*.



Gambar 3. 13 Penambahan LID Pada Discharge dan Suction Basin

3.6.7 Assembly Basin dan Turbin Vortex

Assembly dilakukan dengan menyatukan berbagai komponen diantaranya turbin, *rotating region*, dan basin menjadi satu kesatuan sebelum dilakukan proses simulasi turbin vortex.



Gambar 3. 14 Assembly Seluruh Komponen

3.7 Computational Fluid Dynamics Menggunakan Fluida Air

Pada tahap ini dilakukan simulasi dengan metode *Computational Fluid Dynamic* (CFD) untuk menganalisa intensitas vortex pada basin, dan performa turbin vortex pada variasi basin dan turbin tertentu. Proses simulasi dapat dilakukan dengan menggunakan *software* Solidworks.

3.7.1 Governing Equation

Aliran vortex yang terjadi pada basin merupakan aliran turbulen. Pada modul *flow simulation* menggunakan persamaan Favre-averaged Navier-Stroke, dimana efek rata-rata dipertimbangkan dari aliran turbulen. Persamaan transport yang digunakan untuk energi kinetik dan dispasinya adalah persamaan k- ε (Solidworks, 2015). Prinsip hukum kekekalan yang digunakan dalam fluid dynamic adalah :

$$\begin{split} & \textit{Kontinuitas massa} : \frac{\alpha \rho}{\alpha t} + \nabla(\rho u) = 0, \\ & \textit{Navier} - \textit{Strokes} : \rho \left(\frac{\alpha \rho}{\alpha t} + u. \nabla u \right) = \nabla p + \nabla T + f, \\ & \textit{Energy} : \rho \frac{De}{Dt} = -\rho \nabla u + \nabla(k \nabla T) + \phi \end{split}$$

3.7.2 Turbulance Model

Turbulance model merupakan salah satu elemen penting dalam CFD, dengan cara melakukan pendekatan untuk pemodelan aliran turbulen. Aliran turbulen dicirikan dengan kecepatan yang

berfluktuasi, sehingga sangat diperlukan informasi yang berkaitan untuk pemodelan aliran turbulen (Bengt Andersson, et al. 2009). *Flow Simulation* pada Solidwork mempunyai standard pada berbagai kasus turbulensi berdasarkan *physical nature problem* dan daya komputasi (Solidworks, 2013a). Turbulence model dimodifikasi dengan fungsi rendaman untuk mendeskripsikan aliran dan transisi dari fluida homogen dengan menggunakan turbulance conservation laws (Sobachkin dan Dumnov, 2013) :

$$\frac{\partial pk}{\partial t} + \frac{\partial pku_i}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(u + \frac{ut}{\sigma k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon + \mu_t P_B$$
$$\frac{\partial pk}{\partial t} + \frac{\partial pku_i}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(u + \frac{ut}{\sigma k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + C_{\varepsilon 1} \left(f_1 \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + C_B \mu_t P_B \right) - f_2 C_{\varepsilon 2} \frac{\rho \varepsilon^2}{k}$$

Disini P_B mewakili generasi turbulen karena terjadi *bouyancy forces*, serta dapat dituliskan sebagai berikut :

$$P_B = -\frac{g_i}{\sigma_B} \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x_i},$$

Dengan g_i sebagai komponen percepatan gravitasi pada sumbu x_i . Konstanta empiris k- ε mempunyai tipikal nilai sebagai berikut : $\sigma_k = 1$, $\sigma_B = 0.9$, $\sigma_{\varepsilon} = 1.3$, $C_{\mu} = 0.09$, $C_{\varepsilon 1} = 1.44$, $C_{\varepsilon 2} = 1.92$, dan konstanta $C_B = 1$. Berdasarkan asumsi *Boussinesq, Reynold-stress tensor* pada fluida *Newtonian* mempunyai persamaan sebagai berikut :

$$\tau_{ij}^{R} = \mu \left(\frac{\partial u_{i}}{\partial x_{j}} + \frac{\partial u_{j}}{\partial x_{i}} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_{k}}{\partial x_{k}} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \rho K$$

Dimana δ_{ij} merupakan fungsi Kronecker Delta, μ adalah koefisien viskositas dinamik, K adalah turbulen energi kinetik dan μ_t adalah koefisien turbulen viskositas, yang mana bisa dihitung menggunakan persamaan berikut :

$$\mu_t = f_\mu \frac{C_\mu \rho k^2}{\varepsilon}$$

Dengan f_{μ} dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$f_{\mu} = (1 - e^{-0.0165R_y})^2 \times (1 + \frac{20.5}{R_T})$$
$$R_y = \frac{\rho\sqrt{ky}}{\mu}$$
$$R_y = \frac{\rho k^2}{\mu \varepsilon}$$

Fungsi rendaman *Lam* dan *Bremhorst's* berfungsi untuk menurunkan viskositas turbulen dan energi kinetik serta meningkatkan dispasi turbulen berdasarkan *Reynolds Number*, kecepatan rata-rata dan flutuasi aliran.

3.7.3 General Setting Flow Simulation Intensitas Vortex

Melakukan *general setting* dengan cara menginput data pada Solidworks *Flow Simulation*. Adapun data yang harus diinput dapat dilihat pada gambar berikut

System	Path	Comment
CGS (cm-g-s)	Pre-Defined	CGS (cm-g-s)
FPS (ft-lb-s)	Pre-Defined	FPS (ft-lb-s)
IPS (in-lb-s)	Pre-Defined	IPS (in-lb-s)
NMM (mm-g-s)	Pre-Defined	NMM (mm-g-s)
SI (m-kg-s)	Pre-Defined	SI (m-kg-s)
USA	Pre-Defined	USA

Gambar 3. 17 Satuan Yang Digunakan

◯ External	Exclude internal space	
Physical Features		Value
Heat conduction in	solids	
Radiation		
Time-dependent		
Gravity		\checkmark
X component		0 m/s^2
Y component		-9.81 m/s^2
Z component		0 m/s^2
Rotation		\checkmark

Gambar 3. 18 Jenis Analisa Yang Dilakukan

Project Fluids Water (Liquids)	Default Fluid	
Flow Characteristic	Value	
Flow type	Laminar and Turbulent	1

Gambar 3. 19 Jenis Fluida dan Aliran Yang Digunakan

3.7.4 Fluid Subdomain pada Basin Conical

Fluid subdomain dilakukan agar dapat terbentuk jalur fluida pada lintasan yang dilalui fluida untuk *flow simulation*.



Gambar 3. 20 Subdomain Fluida

3.7.5 Boundary Condition Computational Fluid Dynamic

Pemilihan boundary condition dilakukan berdasrkan jurnal Numerical and Experimental Evaluation of Concave and Convex Design for Gravitational Water Vortex Turbine oleh Alejandro Ruiz Sanchez, et al.2019 yang terdiri dari environtment pressure, velocity *inlet*, dan non-sliding wall.



Gambar 3. 15 Boundary Condition Flow Simulation

Tabel 3. 4 Boundary Condition Flow Simulation		
Environtment Pressure	1 Atm = 101325 Pa	
Velocity Inlet	$v_1 = 0,1533 \frac{m}{s}$ $v_2 = 0,1333 \frac{m}{s}$	
Wall	Non-sliding wall	

3.7.6 Meshing

Fluid subdomain yang sudah ditentukan selanjutnya dilakukan proses meshing, dimana pengaturan meshing menurut Kurt Kutin pada artikel Solidworks *Flow Simulation* Meshing *Global Manual Setting*, untuk menghasilkan hasil yang optimal dan convergen, maka meshing diatur pada angka 5 dengan standard minimum gap size sebesar 0,1 inch atau sebesar 0,00254.

Global Mesh Settings	?
✓ ×	
Туре	^
Automatic	
Manual	
Settings	^
L 1	7
	1
🔹 0.07 m	▲ ▼
Advanced channel refinem	nent
Show basic mesh	
Close Thin Slots	~

Gambar 3. 16 Setting Global Mesh Flow Simulation



Gambar 3. 17 Global Mesh Flow Simulation



Gambar 3. 18 Local Mesh Rotating Region

3.7.7 Rotating Region Water Turbin Vortex

Rotating region merupakan sub domain yang berputar, pada penilitian ini komponen yang berputar adalah turbin vortex. Turbin vortex diputar pada variasi 0 rpm, 15 rpm, 30 rpm, 45 rpm, dan 60 rpm.



Gambar 3. 19 Input Putaran Rotating Region

3.7.8 Menentukan Goals Simulasi

Setelah selesain menginput seluruh data yang diperlukan, selanjutnya ditentukan goals yang ingin dicari pada simulasi. Simulasi ini dilakukan 2 tahapan, yaitu simulasi aliran vortex dan simulasi performa turbin vortex. Pada simulasi pertama dilakukan untuk menganalisa intensitas aliran vortex pada basin conical concave, sehingga dipilih global goals kecepatan aliran. Serta simulasi kedua dilakukan untuk menganalisa performa turbin vortex, sehingga dipilih local goals tekanan pada permukaan turbin vortex.

3.7.9 Memulai Flow Simulation Intensitas Vortex Pada Basin Conical

Setelah melakukan berbagai tahapan diatas, selanjutnya adalah langkah terakhir pada computational fluid dynamics vaitu melakukan running simulasi untuk mengetahui hasil yang sudah ditentukan sebelumnya.

3.8 Analisa dan Perbandingan Data

Setelah melakukan pemodelan dan simlasi intensitas aliran vortex pada *conical* basin, tahapan selanjutnya adalah melakukan analisa data dan memvalidasi dengan perhitungan. Simulasi intensitas aliran vortex menghasilkan data aliran yang dihasilkan serta daya yang dihasilkan turbin vortex. Sehingga dapat diketahui apa pengaruh geometri basin terhadap intensitas vortex serta pengaruh sydyt stagger turbin terhadap daya yang dihasilkan.

3.9 Kesimpulan dan Saran

Pada tahap ini akan diberikan kesimpulan berdasarkan penelitian, dan ringkasan solusi yang didapatkan penelitian ini. Serta diberikan saran kepada penelitian terkait yang akan dilakukan selanjutnya.

3.10 Jadwal Kegiatan



Tabel 3. 5 Rencana dan Jadwal Kegiatan Tugas Akhir

BAB IV HASIL PENELITIAN

Bab ini akan membahas mengenai hasil studi numerik turbin vortex pada basin *conical concave* menguunakan *computational fluid dynamics* yang telah dilakukan penulis.

4.1 Perbandingan Hasil Simulasi dan Experimen Turbin Vortex Sudut *Stagger* 0° Pada Basin *Conical Concave* Sudut *Inlet* 0°

Agar hasil Simulasi dikatakan berhasil atau valid maka harus dilakukan validasi antara hasil simulasi dengan hasil experimen. Studi numerik *computational Fluid Dynamics* dikatakan valid apabila hasil studi numerik dengan hasil studi experimen memiliki perbedaan <2%. Jika hasil *Computational Fluid Dynamics* sudah valid, maka dapat dilanjutkan simulasi pada variasi yang lain.

4.1.1 Hasil Computational Fluid Dynamics Aliran Vortex Pada Basin Conical Concave Sudut Inlet 0°

Simulasi dilakukan untuk menganalisa aliran vortex yang terjadi pada basin conical concave, serta dilakukan perbandingan hasil simulasi dengan hasil experiment sebagai validasi hasil simulasi. Adapun hasil simulasi yang dilakukan adalah sebagai berikut :



Gambar 4. 1 Velocity Contour Pada Basin Conical Concave Sudut Inlet 0º

Berdasarkan hasil simulasi yang sudah dilakukan, langkah selanjutnya adalah mencari nilai kecepatan pada enam titik, dapun kecepatan pada enam titik mempunyai nilai sebesar: 0,739 m/s; 0,728 m/s; 0,661 m/s; 0,661 m/s; 0,661 m/s; dan 0,728 m/s. Selanjutnya dilakukan perhitungan intensitas aliran vortex menggunakan persamaan berikut:

$$v_{\theta} rata - rata = \frac{(0,672 + 0,661 + 0,661 + 0,706 + 0,706 + 0,694)}{6}$$

$$v_{\theta} rata - rata = 0,683 \frac{m}{s}$$

Kecepatan rata-rata hasil simulasi Kecepatan rata-rata hasil experimen % Perbandingan = $\left| \frac{v_{\theta \ experimen} - v_{\theta \ simulasi}}{v_{\theta \ experimen}} \right| \times 100\%$ % Perbandingan = $\left| \frac{0,686 \ Nm - 0,683 \ Nm}{0,689 \ Nm} \right| \times 100\%$ % Perbandingan = 0,435% Dari kedua data tersebut, hasil simulasi dapat dikatakan valid karena perbandingan hasil simulasi dengan hasil experimen hanya sebesar 0,435%. Selanjutnya dilakukan analisa perbandigan tekanan hasil perhitungan manual dengan hasil simulasi seperti berikut :



Gambar 4. 2 Cut Plots Pressure Contour Basin Conical Concave Dengan Sudut Inlet 0º Pada Kapasitas 230 l/m³

$$\frac{P_{1}}{\rho} + \frac{v_{1}^{2}}{2} + gz_{1} = \frac{P_{2}}{\rho} + \frac{v_{2}^{2}}{2} + gz_{2}$$

$$\frac{P_{1} - P_{2}}{\rho} = \frac{v_{2}^{2} - v_{1}^{2}}{2} + g(z_{2} - z_{1})$$

$$\frac{P_{1} - 101325 Pa}{997 kg/m^{3}} = \frac{(0,1916 m/s)^{2} - (0,1533 m/s)^{2}}{2} + 9,8 m/s^{2} (0 - 0,5 m)$$

$$P_{1} - 101325 Pa = 997 kg/m^{3} (0,0065 m/s - 4,9 m/s^{2})$$

$$P_{1} = 101325 Pa - 4878,81 Pa$$

$$P_{1} = 96466,18 Pa$$

$$\% Perbandingan = \left| \frac{P_{1 simulasi} - P_{1 manual}}{P_{1 simulasi}} \right| \times 100\%$$

$$\% Perbandingan = \left| \frac{98333,33 Pa - 96466,18 Pa}{98333,33 Pa} \right| \times 100\%$$

$$\%$$
 Perbandingan = 1,89 $\%$

Dari kedua data tersebut, hasil simulasi dapat dikatakan valid karena perbandingan hasil simulasi dengan hasil experimen hanya sebesar 1,89%

4.1.2 Hasil Computational Fluid Dynamics Turbin Vortex Sudut Stagger 0° Pada Basin Conical Concave Sudut Inlet 10°

Simulasi dilakukan untuk menganalisa performa turbin vortex pada basin conical concave, serta dilakukan perbandingan hasil simulasi dengan hasil experiment sebagai validasi hasil simulasi. Adapun hasil simulasi yang dilakukan adalah sebagai berikut :



Gambar 4. 3 Surface Plots Pressure Contour Turbin Vortex Sudut Stagger 0º Pada Basin Conical Concave Dengan Sudut Inlet 0º

Goal Name	Unit	Value
SG Av Total Pressure 1	[Pa] ·	97065.07
SG Av Total Pressure 2	[Pa]	97075.11

Gambar 4. 4 Hasil *Flow Simulation* Fluida Air Pada Basin *Conical Concave* Sudut *Inlet* 0^o

Dari gambar hasil diatas didapatkan nilai $P_1 = 97065,07 Pa$ dan $P_1 = 97075,11 Pa$, kemudian dilakukan perhitungan torsi menggunakan persamaan berikut:

 $\Delta P = \frac{F}{A}$ $F = \Delta P \times A$ $F = ((97075,11 - 97065,07) \times 6) \times 0,0423 m^2$ $F = (10,04 Pa \times 6) \times 0,0423 m^2$ F = 2,56 N

 $T = F \times r$ $T = 2,56 \times 0,1125 m$ T = 0,288 Nm

Torsi Hasil Studi Experimen = 0,289395 Nm Torsi Hasil Studi Numerik = 0,28827 Nm

$$\% Perbandingan = \left| \frac{T_{experimen} - T_{simulasi}}{T_{experimen}} \right| \times 100\%$$

% Perbandingan = $\left| \frac{0,289 Nm - 0,288 Nm}{0,289 Nm} \right| \times 100\%$
% Perbandingan = 0,346%

Dari kedua data tersebut, hasil simulasi dapat dikatakan valid karena perbandingan hasil simulasi dengan hasil experimen hanya sebesar 0,346%. Selanjutnya dilakukan analisa perbandigan tekanan hasil perhitungan manual dengan hasil simulasi seperti berikut :



Gambar 4. 5 Cut Plots Pressure Contour Turbin Vortex Sudut Stagger 0º Pada Basin Conical Concave Dengan Sudut Inlet 0º

Berdasarkan hasil simulasi diatas, nilai tekanan pada inlet basin sebesar 96111,11 Pa. Untuk menghitung manual tekanan pada inlet basin dapat menggunakan persamaan berikut :

$$\begin{aligned} \frac{P_{1}}{\rho} + \frac{v_{1}^{2}}{2} + gz_{1} - \frac{P_{t}}{\dot{m}} &= \frac{P_{2}}{\rho} + \frac{v_{2}^{2}}{2} + gz_{2} \\ \frac{P_{1} - P_{2}}{\rho} - \frac{P_{t}}{\dot{m}} &= \frac{v_{2}^{2} - v_{1}^{2}}{2} + g(z_{2} - z_{1}) \\ \frac{P_{1} - 101325 Pa}{997 kg/_{m^{3}}} - \frac{1,072 watt}{3,821 kg/_{s}} &= \frac{(0,1916 m/_{s})^{2} - (0,1533 m/_{s})^{2}}{2} + 9,8 m/_{s^{2}} (0 - 0,5 m) \\ P_{1} - 101325 Pa &= 997 kg/_{m^{3}} (0,0065 m/_{s} - 4,9 m/_{s} + 0,28 m/_{s}) \\ P_{1} &= 101325 Pa - 4599,65 Pa \\ P_{1} &= 96725,34 Pa \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \% Perbandingan &= \left| \frac{P_{1 manual} - P_{1 simulasi}}{P_{1 manual}} \right| \times 100\% \\ \% Perbandingan &= \left| \frac{96725,34 Pa - 96444,44 Pa}{96725,34 Pa} \right| \times 100\% \\ \% Perbandingan &= 0,29\% \end{aligned}$$

Dari kedua data tersebut, hasil simulasi dapat dikatakan valid karena perbandingan hasil simulasi dengan hasil experimen hanya sebesar 0,29%

4.2 Hasil Flow Simulation Pada Basin Conical Concave

1. Hasil Flow Simulation Fluida Air Pada Basin Conical Concave Dengan Sudut Inlet 0°





Gambar 4. 6Cut Plots Velocity Contour Pada Basin 0º

Goal Name	Unit	Value
GG Min Velocity 1	[m/s]	0
GG Av Velocity 1	[m/s]	0.518
GG Max Velocity 1	[m/s]	1.034

Gambar 4. 7 Hasil *Flow Simulation* Fluida Air Pada Basin *Conical Concave* Sudut *Inlet* 0^o

Dari gambar hasil diatas didapatkan nilai kecepatan rata-rata yaitu sebesar 0,518 $\frac{m}{s}$ dan kecepatan maksimum sebesar 1,034 $\frac{m}{s}$, serta kecepatan pada aliran vortex berada pada *range* 0,667 $\frac{m}{s} - 0,778 \frac{m}{s}$

2. Hasil Flow Simulation Fluida Air Pada Basin Conical Concave Dengan Sudut Inlet 5°



Gambar 4. 8 Cut Plots Velocity Contour Pada Basin 5º

Goal Name	Unit	Value
GG Min Velocity 1	[m/s]	0
GG Av Velocity 1	[m/s]	0.532
GG Max Velocity 1	[m/s]	1.141

Gambar 4. 9 Hasil Flow Simulation Fluida Air Pada Basin Conical Concave Sudut Inlet 5º

Dari gambar hasil diatas didapatkan nilai kecepatan rata-rata yaitu sebesar 0,781 m/s dan kecepatan maksimum sebesar 1,596 m/s.



3. Hasil Flow Simulation Fluida Air Pada Basin Conical Concave Dengan Sudut Inlet 10°

Gambar 4. 10 Cut Plots Velocity Contour Pada Basin 10º

Goal Name	Unit	Value
GG Min Velocity 1	[m/s]	0
GG Av Velocity 1	[m/s]	0.579
GG Max Velocity 1	[m/s]	1.086

Gambar 4. 11 Hasil *Flow Simulation* Fluida Air Pada Basin *Conical Concave* Sudut *Inlet* 10^o

Dari gambar hasil diatas didapatkan nilai kecepatan rata-rata yaitu sebesar 0,579 $\frac{m}{s}$ dan kecepatan maksimum sebesar 1,086 $\frac{m}{s}$, serta aliran vortex dengan range kecepatan 0,778 $\frac{m}{s}$ – 0,889 $\frac{m}{s}$ hampir terbentuk dengan sempurna.

4. Hasil Flow Simulation Fluida Air Pada Basin Conical Concave Dengan Sudut Inlet 15°





Gambar 4. 12 Cut Plots Velocity Contour Pada Basin 15°

Goal Name	Unit	Value
GG Min Velocity 1	[m/s]	0
GG Av Velocity 1	[m/s]	0.520
GG Max Velocity 1	[m/s]	1.143

Gambar 4. 13 Hasil *Flow Simulation* Fluida Air Pada Basin *Conical Concave* Sudut *Inlet* 15°

Dari gambar hasil diatas didapatkan nilai kecepatan rata-rata yaitu sebesar 0,52 $\frac{m}{s}$ dan kecepatan maksimum sebesar 1,143 $\frac{m}{s}$. Pada basin *conical concave* sudut *inlet* 15° kecepatan vortex menurun yaitu pada *range* kecepatan 0,667 $\frac{m}{s}$ – 0,778 $\frac{m}{s}$.

5. Analisa Hasil Simulasi Pada Basin Conical Concave

Pada simulasi aliran vortex pada basin *conical concave* dengan variasi sudut *inlet* 0°, 5°, 10°, dan 15° didapatkan kecepatan rata-rata seperti yang ditujukkan pada grafik dibawah ini.



Gambar 4. 14 Grafik Kecepatan Aliran Vortex Pada Variasi Sudut Inlet

Berdasarkan hasil simulasi aliran vortex, dapat disimpulkan bahwa basin *conical concave* mampu menghasilkan kecepatan maksimum pada sudut *inlet* sebesar 10°, sehingga selanjutnya dilakukan simulasi turbin vortex dengan berbagai variasi sudut *stagger* pada basin *conical concave* sudut *inlet* 10°.

- 4.3 Hasil Computational Fluid Dynamics Turbin Vortex Dengan Sudut Stagger 0° Pada Basin Conical Concave
- 4.3.1 Hasil Simulasi Turbin Vortex Sudut Stagger 0° Pada Kapasitas 230 l/min
 1. Hasil Simulasi Turbin Vortex Sudut Stagger 0° Dengan Putaran 0 RPM



Gambar 4. 15 Pressure Contour Pada Sudut Stagger 0º (230 l/min; 0 RPM)



[b] Gambar 4. 16 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut *Stagger* 0^o (230 l/min ; 0 RPM)

	Goal Name	Unit	Value
	SG Av Total Pressure 1	[Pa]	95523.46
	SG Av Total Pressure 2	[Pa]	95558.93
Gambar 4. 17 Ha	sil Simulasi Pada Sud	ut Stag	ger 0º (230 l/min ; 0 RPM)

Dari gambar hasil diatas didapatkan nilai $P_1 = 95523,46 Pa \text{ dan } P_2 = 95558,93 Pa$

2. Hasil Simulasi Turbin Vortex Sudut Stagger 0° Dengan Putaran 15 RPM



Gambar 4. 18 Pressure Contour Pada Sudut Stagger 0º (230 l/min; 15 RPM)



Gambar 4. 19 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut Stagger 0^o (230 l/min; 15 RPM)

Goal Name	Unit	Value
SG Av Total Pressure 1	[Pa]	95749.43
SG Av Total Pressure 2	[Pa]	95782.56
Gambar 4. 20 Hasil Simulasi Pada Sudut	Stagge	r 0º (230 l/min ; 15 RPM)

Dari gambar hasil diatas didapatkan nila
i $P_1=95749,43\ Pa\ {\rm dan}\ P_2=95782,56\ Pa$

3. Hasil Simulasi Turbin Vortex Sudut Stagger 0° Dengan Putaran 30 RPM



Gambar 4. 21 Pressure Contour Pada Sudut Stagger 0º (230 l/min; 30 RPM)



Gambar 4. 22 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut *Stagger* 0^o (230 l/min ; 30 RPM)

Goal Name	Unit	Value
SG Av Total Pressure 1	[Pa]	96022.24
SG Av Total Pressure 2	[Pa]	96035.12

Gambar 4. 23 Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 0º (230 l/min ; 30 RPM)

Dari gambar hasil diatas didapatkan nila
i $P_1=96008,24\ Pa\ {\rm dan}\ P_2=96035,12\ Pa$

4. Hasil Simulasi Turbin Vortex Sudut Stagger 0° Dengan Putaran 45 RPM



Gambar 4. 24 Pressure Contour Pada Sudut Stagger 0º (230 l/min ; 45 RPM)



Gambar 4. 25 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut *Stagger* 0^o (230 l/min ; 45 RPM)

	Goal Name	Unit	Value	
	SG Av Total Pressure 1	[Pa]	96342.26	
	SG Av Total Pressure 2	[Pa]	96359.83	
Gambar 4. 26 Ha	asil Simulasi Pada Sudu	it Stagg	er 0º (230]	l/min ; 45 RPM)

Dari gambar hasil diatas didapatkan nila
i $P_1=96342,26\ Pa\ {\rm dan}\ P_2=96359,83\ Pa$

5. Hasil Simulasi Turbin Vortex Sudut Stagger 0° Dengan Putaran 55 RPM



Gambar 4. 27 Pressure Contour Pada Sudut Stagger 0º (230 1/min; 55 RPM)



Gambar 4. 28 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut *Stagger* 0^o (230 l/min ; 55 RPM)

	Goal Name	Unit	Value
	SG Av Total Pressure 1	[Pa]	96586.65
	SG Av Total Pressure 2	[Pa]	96596.37
Gambar 4. 29	Hasil Simulasi Pada Sudut	Stagger	0º (230 l/min ; 55 RPM)

Dari gambar hasil diatas didapatkan nila
i $P_1=96586,65$ dan $P_2=96596,37$ Pa

6. Hasil Simulasi Turbin Vortex Sudut Stagger 0° Dengan Putaran 60 RPM



Gambar 4. 30 Pressure Contour Pada Sudut Stagger 0º (230 l/min ; 60 RPM)



Gambar 4. 31 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut *Stagger* 0° (230 l/min ; 60 RPM)

Goal Name	Unit	Value
SG Av Total Pressure 1	[Pa]	96775.22
SG Av Total Pressure 2	[Pa]	96779.99

Gambar 4. 32 Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 0º (230 l/min ; 60 RPM)

Dari gambar hasil diatas didapatkan nilai $P_1 = 96775,22 Pa \text{ dan } P_2 = 96779,99 Pa$

4.3.2 Hasil Simulasi Turbin Vortex Sudut Stagger 0° Pada Kapasitas 200 l/min

1. Hasil Simulasi Turbin Vortex Sudut Stagger 0º Dengan Putaran 0 RPM



Gambar 4. 33 Pressure Contour Pada Sudut Stagger 0º (200 l/min; 0 RPM)



Gambar 4. 34 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut *Stagger* 0^o (200 l/min; 0 RPM)

Goal Name	Unit	Value
SG Av Total Pressure 1	[Pa]	95428.56
SG Av Total Pressure 2	[Pa]	95446.40

Gambar 4. 35 Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 0º (200 l/min; 0 RPM)

Dari gambar hasil diatas didapatkan nila
i $\rm P_1=95428, 56$ Pa dan $\rm P_2=95446, 4$ Pa

2. Hasil Simulasi Turbin Vortex Sudut Stagger 0º Dengan Putaran 15 RPM



Gambar 4. 36 Pressure Contour Pada Sudut Stagger 0º (200 l/min; 15 RPM)



Gambar 4. 37 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut Stagger 0^o (200 l/min; 15 RPM)

Goal Name	Unit	Value
SG Av Total Pressure 1	[Pa]	95636.40
SG Av Total Pressure 2	[Pa]	95652.91

Gambar 4. 38 Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 0º (200 l/min ; 15 RPM)

Dari gambar hasil diatas didapatkan nila
i $\rm P_1=95636,4$ Pa dan $\rm P_2=95652,91$ Pa

3. Hasil Simulasi Turbin Vortex Sudut Stagger 0º Dengan Putaran 30 RPM



Gambar 4. 39 Pressure Contour Pada Sudut Stagger 0º (200 l/min ; 30 RPM)



Gambar 4. 40 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut Stagger 0^o (200 l/min; 30 RPM)

	Goal Name	Unit	Value		
	SG Av Total Pressure 1	[Pa]	95429.49		
	SG Av Total Pressure 2	[Pa]	95443.17		
Gambar 4. 41 Has	sil Simulasi Pada Sudu	t Stagg	er 0º (200	1/min; 30 RPM	A)

Dari gambar hasil diatas didapatkan nilai $P_1 = 95429,49$ Pa dan $P_2 = 95443,17$ Pa

4. Hasil Simulasi Turbin Vortex Sudut Stagger 0º Dengan Putaran 45 RPM



Gambar 4. 42 Pressure Contour Pada Sudut Stagger 0º (200 l/min ; 45 RPM)



Gambar 4. 43 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut Stagger 0^o (200 l/min ; 45 RPM)

Goal Name	Unit	Value
SG Av Total Pressure 1	[Pa]	96147.32
SG Av Total Pressure 2	[Pa]	96153.58

Gambar 4. 44 Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 0º (200 l/min ; 45 RPM)

Dari gambar hasil diatas didapatkan nilai $P_1 = 96147,32 Pa \text{ dan } P_2 = 96153,58Pa$

5. Hasil Simulasi Turbin Vortex Sudut Stagger 0º Dengan Putaran 60 RPM



Gambar 4. 45 Pressure Contour Pada Sudut Stagger 0º (200 l/min ; 60 RPM)



Gambar 4. 46 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut *Stagger* 0^o (200 l/min ; 60 RPM)

Goal Name	Unit	Value
SG Av Total Pressure 1	[Pa]	96681.90
SG Av Total Pressure 2	[Pa]	96681.90

Gambar 4. 47 Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 0º (200 l/min ; 60 RPM)

Dari gambar hasil diatas didapatkan nila
i $P_1=96681,9\ Pa\ {\rm dan}\ P_2=96681,9\ Pa$

- 4.4 Hasil Computational Fluid Dynamics Turbin Vortex Dengan Sudut Stagger 10° Pada Basin Conical Concave
- 4.4.1 Hasil Simulasi Turbin Vortex Sudut Stagger 10° Pada Kapasitas 230 l/min
 1. Hasil Simulasi Turbin Vortex Sudut Stagger 10° Dengan Putaran 0 RPM



Gambar 4. 48 Pressure Contour Pada Sudut Stagger 10º (230 l/min; 0 RPM)



Gambar 4. 49 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut Stagger 10^o (230 l/min ; 0 RPM)

Goal Name	Unit	Value
SG Av Total Pressure 1	[Pa]	96629.67
SG Av Total Pressure 2	[Pa]	96697.75

Gambar 4. 50 Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 10º (230 l/min; 0 RPM)

Dari gambar hasil diatas didapatkan nilai $P_1 = 96629,67 Pa \text{ dan } P_2 = 96697,75 Pa$

2. Hasil Simulasi Turbin Vortex Sudut Stagger 10º Dengan Putaran 15 RPM



Gambar 4. 51 Pressure Contour Pada Sudut Stagger 10º (230 l/min ; 15 RPM)



Gambar 4. 52 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut *Stagger* 10^o (230 l/min ; 15 RPM)

	Goal Name	Unit	Value
	SG Av Total Pressure 1	[Pa]	96821.40
	SG Av Total Pressure 2	[Pa]	96881.95
Gambar 4. 53 H	Iasil Simulasi Pada Sudu	t Stagger	: 10º (230 l/min ; 15 RPM)

Dari gambar hasil diatas didapatkan nila
i $P_1=96821,4\ Pa\ {\rm dan}\ P_2=96881,95\ Pa$

3. Hasil Simulasi Turbin Vortex Sudut Stagger 10º Dengan Putaran 30 RPM



Gambar 4. 54 Pressure Contour Pada Sudut Stagger 10º (230 l/min ; 30 RPM)



Gambar 4. 55 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut *Stagger* 10^o (230 l/min ; 30 RPM)

Goal Name	Unit	Value
SG Av Total Pressure 1	[Pa]	97128.34
SG Av Total Pressure 2	[Pa]	97178.34

Gambar 4. 56 Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 10º (230 l/min ; 30 RPM)

Dari gambar hasil diatas didapatkan nila
i $P_1=97128,34\ Pa$ dan $P_2=97178,34\ Pa$

4. Hasil Simulasi Turbin Vortex Sudut Stagger 10º Dengan Putaran 45 RPM



Gambar 4. 57 Pressure Contour Pada Sudut Stagger 10º (230 l/min ; 45 RPM)



Gambar 4. 58 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut *Stagger* 10^o (230 l/min ; 45 RPM)

Goal Name	Unit	Value
SG Av Total Pressure 1	[Pa]	97427.24
SG Av Total Pressure 2	[Pa]	97458.90
Gambar 4. 59 Hasil Simulasi Pada Sudut	Stagge	er 10º (230 l/min ; 45 RPM)

Dari gambar hasil diatas didapatkan nila
i $P_1=97427,24\ Pa\ {\rm dan}\ P_2=97458,9\ Pa$

5. Hasil Simulasi Turbin Vortex Sudut Stagger 10º Dengan Putaran 55 RPM



Gambar 4. 60 Pressure Contour Pada Sudut Stagger 10º (230 1/min ; 55 RPM)



Gambar 4. 61 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut *Stagger* 10^o (230 l/min ; 55 RPM)

	Goal Name	Unit	Value
	SG Av Total Pressure 1	[Pa]	97832.43
	SG Av Total Pressure 2	[Pa]	97851.03
Gambar 4. 62 Hasi	l Simulasi Pada Sudut	Stagge	er 10º (230 l/min ; 45 RPM)

Dari gambar hasil diatas didapatkan nila
i $P_1=97832,43\ Pa\ {\rm dan}\ P_2=97851,03\ Pa$
6. Hasil Simulasi Turbin Vortex Sudut Stagger 10º Dengan Putaran 60 RPM



Gambar 4. 63 Pressure Contour Pada Sudut Stagger 10º (230 l/min ; 60 RPM)



Gambar 4. 64 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut *Stagger* 10^o (230 l/min ; 60 RPM)

	Goal Name	Unit	Value
	SG Av Total Pressure 1	[Pa]	97937.33
	SG Av Total Pressure 2	[Pa]	97943.00
Gambar 4. 65 Hasil	Simulasi Pada Sudut	Stagg	er 10º (230 l/min ; 60 RPM)

Dari gambar hasil diatas didapatkan nilai $P_1 = 97937,33 Pa \text{ dan } P_2 = 97943 Pa$,

Hasil Simulasi Turbin Vortex Sudut Stagger 10° Pada Kapasitas 200 l/min 1. Hasil Simulasi Turbin Vortex Sudut Stagger 10° Dengan Putaran 0 RPM 4.4.2



Gambar 4. 66 Pressure Contour Pada Sudut Stagger 10º (200 l/min; 0 RPM)



Gambar 4. 67 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut Stagger 10º (200 l/min; 0 RPM)

	Goal Name	Unit	Value
	SG Av Total Pressure 1	[Pa]	96542.70
	SG Av Total Pressure 2	[Pa]	96551.52
Gambar 4. 68 Ha	asil Simulasi Pada Sudu	it Stagg	er 10º (200 l/min ; 0 RPM)

Dari gambar hasil diatas didapatkan nila
i $P_1=96542,7\ Pa\ {\rm dan}\ P_2=96551,52\ Pa$

2. Hasil Simulasi Turbin Vortex Sudut Stagger 10º Dengan Putaran 15 RPM



Gambar 4. 69 Pressure Contour Pada Sudut Stagger 10° (200 l/min; 15 RPM)



Gambar 4. 70 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut Stagger 10^o (200 l/min ; 15 RPM)

Goal Name	Unit	Value
SG Av Total Pressure 1	[Pa]	96675.02
SG Av Total Pressure 2	[Pa]	966'81.13

Gambar 4. 71 Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 10º (200 l/min ; 15 RPM)

Dari gambar hasil diatas didapatkan nila
i $P_1=96675,02\ Pa$ dan $P_2=96681,13\ Pa$

3. Hasil Simulasi Turbin Vortex Sudut Stagger 10º Dengan Putaran 30 RPM



Gambar 4. 72 Pressure Contour Pada Sudut *Stagger* 10° (200 l/min ; 30 RPM)



Gambar 4. 73 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut *Stagger* 10^o (200 l/min ; 30 RPM)

	Goal Name		Unit	Value		
	SG Av Total	Pressure 1	[Pa]	97042.66		
	SG Av Total	Pressure 2	[Pa]	97062.95		
mahan 1 7	Gimuladi	Dada Cudut	Cta a a a		1/min . 2	

Gambar 4. 74 Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 10º (200 l/min ; 30 RPM)

Dari gambar hasil diatas didapatkan nila
i $P_1=97042,66\ Pa\ {\rm dan}\ P_1=97062,95\ Pa$

4. Hasil Simulasi Turbin Vortex Sudut Stagger 10º Dengan Putaran 45 RPM



Gambar 4. 75 Pressure Contour Pada Sudut Stagger 10º (200 l/min ; 45 RPM)



Gambar 4. 76 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut *Stagger* 10^o (200 l/min ; 45 RPM)

Goal Name	Unit	Value
SG Av Total Pressure 1	[Pa]	97354.68
SG Av Total Pressure 2	[Pa]	97365.46

Gambar 4. 77 Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 10º (200 l/min ; 45 RPM)

Dari gambar hasil diatas didapatkan nila
i $P_1=97354,68\ Pa$ dan $P_2=97365,46\ Pa$

5. Hasil Simulasi Turbin Vortex Sudut Stagger 10º Dengan Putaran 60 RPM



Gambar 4. 78 Pressure Contour Pada Sudut Stagger 10º (200 l/min ; 60 RPM)



Gambar 4. 79 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut Stagger 10^o (200 l/min ; 60 RPM)

Goal Name	Unit	Value
SG Av Total Pressure 1	[Pa]	97834.83
SG Av Total Pressure 2	[Pa]	97836.21

Gambar 4. 80 Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 10º (200 l/min ; 60 RPM)

Dari gambar hasil diatas didapatkan nila
i $P_1=97834,83\ Pa\ {\rm dan}\ P_2=97836,21\ Pa$

- 4.5 Hasil Computational Fluid Dynamics Turbin Vortex Dengan Sudut Stagger 20^o Pada Basin Conical Concave
- 4.5.1 Hasil Simulasi Turbin Vortex Sudut Stagger 20° Pada Kapasitas 230 l/min
 1. Hasil Simulasi Turbin Vortex Sudut Stagger 20° Dengan Putaran 0 RPM



Gambar 4. 81 Pressure Contour Pada Sudut Stagger 20º (230 l/min; 0 RPM)



Gambar 4. 82 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut *Stagger* 20^o (230 l/min ; 0 RPM)

	Goal Name	Unit	Value	
	SG Av Total Pressure 1	[Pa]	95517.40	
	SG Av Total Pressure 2	[Pa]	95572.86	
4 02 11			200 (220 1/	0

Gambar 4. 83 Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 20º (230 l/min; 0 RPM)

Dari gambar hasil diatas didapatkan nila
i $P_1=95517,4\ Pa\ {\rm dan}\ P_2=95572,86\ Pa$

2. Hasil Simulasi Turbin Vortex Sudut Stagger 20º Dengan Putaran 15 RPM



Gambar 4. 84 Pressure Contour Pada Sudut Stagger 20º (230 l/min ; 15 RPM)



Gambar 4. 85 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut *Stagger* 20^o (230 l/min ; 15 RPM)

	Goal Name	Unit	Value	
	SG Av Total Pressure 1	[Pa]	95624.84	
	SG Av Total Pressure 2	[Pa]	95682.43	
Gambar 4. 86 Has	sil Simulasi Pada Sudu	t Stagg	er 20º (230 l/min ; 15 RPN	A)

Dari gambar hasil diatas didapatkan nila
i $P_1=95632,84\ Pa$ dan $P_2=95682,43\ Pa$

3. Hasil Simulasi Turbin Vortex Sudut Stagger 20º Dengan Putaran 30 RPM



Gambar 4. 87 Pressure Contour Pada Sudut Stagger 20º (230 l/min ; 30 RPM)



Gambar 4. 88 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut *Stagger* 20^o (230 l/min ; 30 RPM)

Goal Name	Unit	Value
SG Av Total Pressure 1	[Pa]	95856.23
SG Av Total Pressure 2	[Pa]	95899.31

Gambar 4. 89 Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 20º (230 l/min ; 30 RPM)

Dari gambar hasil diatas didapatkan nila
i $P_1=95856,23\ Pa\ {\rm dan}\ P_1=95899,31\ Pa$

4. Hasil Simulasi Turbin Vortex Sudut Stagger 20º Dengan Putaran 45 RPM



Gambar 4. 90 Pressure Contour Pada Sudut Stagger 20º (230 1/min ; 45 RPM)



Gambar 4. 91 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut Stagger 20^o (230 l/min ; 45 RPM)

Goal Name	Unit	Value
SG Av Total Pressure 1	[Pa]	96243.25
SG Av Total Pressure 2	[Pa]	96270.06

Gambar 4. 92 Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 20º (230 l/min ; 45 RPM)

Dari gambar hasil diatas didapatkan nila
i $P_1=96243,25\ Pa\ {\rm dan}\ P_2=96270,06\ Pa$

5. Hasil Simulasi Turbin Vortex Sudut Stagger 20º Dengan Putaran 55 RPM



Gambar 4. 93 Pressure Contour Pada Sudut Stagger 20º (230 1/min; 55 RPM)



Gambar 4. 94 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut Stagger 20^o (230 l/min; 55 RPM)

Goal Name	Unit	Value
SG Av Total Pressure 1	[Pa]	96557.42
SG Av Total Pressure 2	[Pa]	96572.31
 	~	0.00 (0.0 0.1)

```
Gambar 4. 95 Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 20º (230 l/min ; 55 RPM)
```

Dari gambar hasil diatas didapatkan nila
i $P_1=96557,42\ Pa$ dan $P_2=96572,31\ Pa$

6. Hasil Simulasi Turbin Vortex Sudut Stagger 20º Dengan Putaran 60 RPM



Gambar 4. 96 Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 20º (230 l/min ; 60 RPM)



Gambar 4. 97 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut *Stagger* 20^o (230 l/min ; 60 RPM)

Goal Name	Unit	Value
SG Av Total Pressure 1	[Pa]	96667.47
SG Av Total Pressure 2	[Pa]	96672.07

Gambar 4. 98 Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 20º (230 l/min ; 60 RPM)

Dari gambar hasil diatas didapatkan nila
i $P_1=96667,47\ Pa$ dan $P_2=96672,07\ Pa$

4.5.2 Hasil Simulasi Turbin Vortex Sudut Stagger 20° Pada Kapasitas 200 l/min 1. Hasil Simulasi Turbin Vortex Sudut Stagger 20° Dengan Putaran 0 RPM







Gambar 4. 100 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut Stagger 20° (230 l/min; 45 RPM)

Goal Name	Unit	Value
SG Av Total Pressure 1	[Pa]	95417.62
SG Av Total Pressure 2	[Pa]	95441.58
Gambar 4. 101 Hasil Simulasi Pada Sud	ut Stag	ger 20º (230 l/min ; 45 RPM)

Dari gambar hasil diatas didapatkan nilai $P_1 = 95417,62$ Pa dan $P_2 = 95441,58$ Pa

2. Hasil Simulasi Turbin Vortex Sudut Stagger 20º Dengan Putaran 15 RPM



Gambar 4. 102 Pressure Contour Pada Sudut Stagger 20º (200 l/min ; 45 RPM)



Gambar 4. 103 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut *Stagger* 20^o (230 l/min ; 45 RPM)

	Goal Name	Unit	Value
	SG Av Total Pressure 1	[Pa]	95539.81
	SG Av Total Pressure 2	[Pa]	95558.82
Gambar 4. 104 H	asil Simulasi Pada Sudu	t Stagg	er 20º (230 l/min ; 45 RPM)

Dari gambar hasil diatas didapatkan nila
i $P_1=95539,81\ Pa\ {\rm dan}\ P_2=95558,82\ Pa$

3. Hasil Simulasi Turbin Vortex Sudut Stagger 20º Dengan Putaran 30 RPM



Gambar 4. 105 Pressure Contour Pada Sudut Stagger 20º (200 l/min ; 45 RPM)



Gambar 4. 106 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut Stagger 20^o (200 l/min; 45 RPM)

Goal Name	Unit	Value
SG Av Total Pressure 1	[Pa]	95778.70
SG Av Total Pressure 2	[Pa]	95794.41

Gambar 4. 107 Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 20º (200 l/min ; 45 RPM)

Dari gambar hasil diatas didapatkan nila
i $P_1=95778,7\ Pa\ {\rm dan}\ P_2=95794,41\ Pa$

4. Hasil Simulasi Turbin Vortex Sudut Stagger 20º Dengan Putaran 45 RPM



Gambar 4. 108 Pressure Contour Pada Sudut Stagger 20º (200 l/min ; 45 RPM)



Gambar 4. 109 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut Stagger 20^o (200 l/min ; 45 RPM)

Goal Name	Unit	Value
SG Av Total Pressure 1	[Pa]	96139.78
SG Av Total Pressure 2	[Pa]	96149.03

Gambar 4. 110 Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 20º (200 l/min ; 45 RPM)

Dari gambar hasil diatas didapatkan nila
i $P_1=96139,78\ Pa$ dan $P_2=96149,03\ Pa$

5. Hasil Simulasi Turbin Vortex Sudut Stagger 20º Dengan Putaran 60 RPM



Gambar 4. 111 Pressure Contour Pada Sudut Stagger 20º (200 l/min ; 60 RPM)



Gambar 4. 112 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut Stagger 20^o (200 l/min ; 60 RPM)

Goal Name	Unit	Value
SG Av Total Pressure 1	[Pa]	96602.58
SG Av Total Pressure 2	[Pa]	96602.58

Gambar 4. 113 Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 20º (200 l/min ; 60 RPM)

Dari gambar hasil diatas didapatkan nilai $P_1 = 96602,58 Pa \text{ dan } P_2 = 96602,58 Pa$

- 4.6 Hasil Computational Fluid Dynamics Turbin Vortex Dengan Sudut Stagger 25^o Pada Basin Conical Concave
- 4.6.1 Hasil Simulasi Turbin Vortex Sudut Stagger 25° Pada Kapasitas 230 l/min
 1. Hasil Simulasi Turbin Vortex Sudut Stagger 25° Dengan Putaran 0 RPM



Gambar 4. 114 Pressure Contour Pada Sudut Stagger 25º (230 l/min; 0 RPM)



Gambar 4. 115 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut *Stagger* 25^o (230 l/min; 0 RPM)

Goal Name	Unit	Value
SG Av Total Pressure 1	[Pa]	95048.15
SG Av Total Pressure 2	[Pa]	95095.72

Gambar 4. 116 Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 25º (230 l/min; 0 RPM)

Dari gambar hasil diatas didapatkan nilai $P_1 = 95048,15 Pa \text{ dan } P_2 = 95095,72 Pa$

2. Hasil Simulasi Turbin Vortex Sudut Stagger 25º Dengan Putaran 15 RPM



Gambar 4. 117 Pressure Contour Pada Sudut Stagger 25º (230 l/min ; 15 RPM)



Gambar 4. 118 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut *Stagger* 25^o (230 l/min; 15 RPM)

	Goal Name	Unit	Value
	SG Av Total Pressure 1	[Pa]	95143.54
	SG Av Total Pressure 2	[Pa]	95193.95
Gambar 4. 119 Ha	sil Simulasi Pada Sudu	it Stagg	ger 25º (230 l/min ; 15 RPM)

Dari gambar hasil diatas didapatkan nila
i $P_1=95143,54\ Pa\ {\rm dan}\ P_2=95193,95\ Pa$

3. Hasil Simulasi Turbin Vortex Sudut Stagger 25º Dengan Putaran 30 RPM



Gambar 4. 120 Pressure Contour Pada Sudut Stagger 25º (230 l/min ; 30 RPM)



Gambar 4. 121 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut Stagger 25° (230 l/min ; 30 RPM)

Goal Name	Unit	Value
SG Av Total Pressure 1	[Pa]	95406.48
SG Av Total Pressure 2	[Pa]	95443.22

Gambar 4. 122 Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 25º (230 l/min ; 30 RPM)

Dari gambar hasil diatas didapatkan nila
i $P_1=95406,48\ Pa$ dan $P_2=95443,22\ Pa$

4. Hasil Simulasi Turbin Vortex Sudut Stagger 25º Dengan Putaran 45 RPM



Gambar 4. 123 Pressure Contour Pada Sudut Stagger 25º (230 l/min ; 45 RPM)



Gambar 4. 124 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut Stagger 25^o (230 l/min ; 45 RPM)

Goal Name	Unit	Value
SG Av Total Pressure 1	[Pa]	95749.29
SG Av Total Pressure 2	[Pa]	95772.24

Gambar 4. 125 Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 25º (230 l/min ; 45 RPM)

Dari gambar hasil diatas didapatkan nila
i $P_1=95749,29\ Pa$ dan $P_1=95772,24\ Pa$

5. Hasil Simulasi Turbin Vortex Sudut Stagger 25º Dengan Putaran 55 RPM



Gambar 4. 126 Pressure Contour Pada Sudut Stagger 25º (230 l/min; 55 RPM)



Gambar 4. 127 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut Stagger 25^o (230 l/min ; 55 RPM)

Goal Name	Unit	Value
SG Av Total Pressure 1	[Pa]	96085.83
SG Av Total Pressure 2	[Pa]	96098.87

Gambar 4. 128 Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 25º (230 l/min ; 55 RPM)

Dari gambar hasil diatas didapatkan nilai $P_1 = 96085,83 Pa \text{ dan } P_2 = 96098,87 Pa$ 6. Hasil Simulasi Turbin Vortex Sudut *Stagger* 25° Dengan Putaran 60 RPM



Gambar 4. 129 Pressure Contour Pada Sudut Stagger 25º (230 l/min ; 60 RPM)



Gambar 4. 130 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut Stagger 25^o (230 l/min ; 60 RPM)

Goal Name	Unit	Value
SG Av Total Pressure 1	[Pa]	96298.09
SG Av Total Pressure 2	[Pa]	96303.36

Gambar 4. 131 Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 25º (230 l/min ; 60 RPM)

Dari gambar hasil diatas didapatkan nila
i $P_1=96298,09\ Pa$ dan $P_2=96303,36\ Pa$

4.6.2 Hasil Simulasi Turbin Vortex Sudut Stagger 25° Pada Kapasitas 200 $l/_{min}$

1. Hasil Simulasi Turbin Vortex Sudut Stagger 25º Dengan Putaran 0 RPM



Gambar 4. 132 Pressure Contour Pada Sudut Stagger 25º (200 l/min; 0 RPM)



Gambar 4. 133 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut Stagger 25° (200 l/min ; 0 RPM)

Goal Name	Unit	Value
SG Av Total Pressure 1	[Pa]	94931.43
SG Av Total Pressure 2	[Pa]	94952.94

Gambar 4. 134 Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 25º (200 l/min ; 0 RPM)

Dari gambar hasil diatas didapatkan nila
i $P_1=94931,43\ Pa\ {\rm dan}\ P_2=94952,94\ Pa$

2. Hasil Simulasi Turbin Vortex Sudut Stagger 25º Dengan Putaran 15 RPM



Gambar 4. 135 Pressure Contour Pada Sudut Stagger 25º (200 l/min; 15 RPM)



Gambar 4. 136 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut Stagger 25^o (200 l/min; 15 RPM)

Goal Name	Unit	Value
SG Av Total Pressure 1	[Pa]	95043.72
SG Av Total Pressure 2	[Pa]	95062.85

Gambar 4. 137 Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 25º (200 l/min ; 15 RPM)

Dari gambar hasil diatas didapatkan nila
i $P_1=95043,72\ Pa\ {\rm dan}\ P_2=95062,85\ Pa$

3. Hasil Simulasi Turbin Vortex Sudut Stagger 25º Dengan Putaran 30 RPM



Gambar 4. 138 Pressure Contour Pada Sudut Stagger 25º (200 l/min ; 30 RPM)



Gambar 4. 139 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut Stagger 25^o (200 l/min ; 30 RPM)

Goal Name	Unit	Value
SG Av Total Pressure 1	[Pa]	95278.82
SG Av Total Pressure 2	[Pa]	95294.28

Gambar 4. 140 Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 25º (200 l/min ; 30 RPM)

Dari gambar hasil diatas didapatkan nila
i $P_1=95278,82\ Pa\ {\rm dan}\ P_2=95294,28\ Pa$

4. Hasil Simulasi Turbin Vortex Sudut Stagger 25º Dengan Putaran 45 RPM



Gambar 4. 141 Pressure Contour Pada Sudut Stagger 25º (200 l/min ; 45 RPM)



Gambar 4. 142 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut Stagger 25^o (200 l/min ; 45 RPM)

Goal Name	Unit	Value
SG Av Total Pressure 1	[Pa]	95670.02
SG Av Total Pressure 2	[Pa]	95678.98

Gambar 4. 143 Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 25º (200 l/min ; 45 RPM)

Dari gambar hasil diatas didapatkan nila
i $P_1=95670,02\ Pa$ dan $P_1=95678,98\ Pa$

5. Hasil Simulasi Turbin Vortex Sudut Stagger 25º Dengan Putaran 60 RPM



Gambar 4. 144 Pressure Contour Pada Sudut Stagger 25º (200 l/min ; 60 RPM)



Gambar 4. 145 [a] Velocity Contour, dan [b] Pressure Contour Pada Sudut Stagger 25° (230 l/min ; 60 RPM)

Goal Name	Unit	Value
SG Av Total Pressure 1	[Pa]	96102.65
SG Av Total Pressure 2	[Pa]	96102.65

Gambar 4. 146 Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 25º (230 l/min ; 60 RPM)

Dari gambar hasil diatas didapatkan nila
i $P_1=96102,65\ Pa\ {\rm dan}\ P_1=96102,65\ Pa$

4.7 Analisa Hasil Studi Numerik Turbin Vortex Dengan Basin Conical Concave Dengan Variasi Sudut Stagger



4.7.1 Analisa Hasil Simulasi Aliran Pada Basin Conical Concave

Gambar 4. 147 Pengukuran Kecepatan Aliran Vortex

Berdasarkan hasil simulasi yang sudah dilakukan, langkah selanjutnya adalah mencari nilai kecepatan pada enam titik, dapun kecepatan pada enam titik mempunyai nilai sebesar: 0,739 m/s; 0,728 m/s; 0,661 m/s; 0,672 m/s; 0,661 m/s; dan 0,728 m/s. Selanjutnya dilakukan perhitungan intensitas aliran vortex menggunakan persamaan berikut:

$$\begin{split} \Gamma &= 2\pi r v_{\theta} \\ v_{\theta} rata - rata &= \frac{(0,739 + 0,728 + 0,661 + 0,672 + 0,661 + 0,728)}{6} \\ v_{\theta} rata - rata &= 0,698 \frac{m}{s} \\ \Gamma &= 2\pi r v_{\theta} \\ \Gamma &= 2\pi \times 0,225 \ m \times 0,698 \ \frac{m}{s} \\ \Gamma &= 0,98 \ \frac{m^2}{s} \end{split}$$

Maka, intensitas vortex yang terjadi pada basin conical concave dengan sudut inlet 10° adalah sebesar 0,027 $\frac{m^2}{s}$. Sesuai perhitungan diatas maka didapatkan nilai intensitas vortex pada tiap variasi *inlet* basin seperti tabel dibawah ini :

Sudut Inlet	V1 (m/s)	V2 (m/s)	V3 (m/s)	V4 (m/s)	V5 (m/s)	V6 (m/s)	V rata- rata (m/s)	Intensitas Vortex $(\frac{m^2}{s})$
0	0,672	0,661	0,661	0,661	0,661	0,661	0,662	0,935
5	0,683	0,672	0,661	0,661	0,661	0,672	0,668	0,944
10	0,728	0,739	0,728	0,661	0,672	0,661	0,698	0,986
15	0,661	0,661	0,661	0,661	0,661	0,661	0,661	0,934

Tabel 4. 1 Tabel Hasil Simulasi Aliran Pada Basin Conical Concave

Berikut adalah grafik intensitas vortek pada variasi sudut inlet sesuai dengan hasil tabel diatas :



Gambar 4. 148 Grafik Intesitas Vortex Pada Variasi Sudut Inlet Basin

4.7.2 Perhitungan Hasil Simulasi

Berdasarkan gambar 4.19, diketahui $P_1 = 96008,24 Pa \text{ dan } P_2 = 96035,12 Pa$, pada hasil simulasi turbin vortex 0° pada kapasitas 230 $\frac{l}{min}$ dengan putaran 30 RPM, maka:

$$\Delta P = \frac{F}{A}$$

$$F = \Delta P \times A$$

$$F = ((96035,12 Pa - 96008,24 Pa) \times 6) \times 0,042344 m^{2}$$

$$F = (11,93 Pa \times 6) \times 0,0423 m^{2}$$

$$F = 3,03 N$$

$$T = F \times r$$

$$T = 3,03 N \times 0,1125 m$$

$$T = 0,341 Nm$$

$$P_{t} = T \times \omega$$

$$P_{t} = 0,341 Nm \times 3,14 \frac{rad}{s}$$

$$P_{t} = 1,072 watt$$

$$\eta_{t} = \frac{P_{t}}{P_{H}} 100\%$$

$$\eta_{t} = \frac{1,072 watt}{15,2872 watt} 100\%$$

$$\eta_{t} = 7,013 \%$$
Sesuai dengan dumus perhitungan diatas maka dapat ditemuk

Sesuai dengan dumus perhitungan diatas maka dapat ditemukan daya, torsi, dan effisiensi pada tiap variasi sudut *stagger*. Adapun hasil perhitungan adalah sebagai berikut :

Debit	RPM	Tip Speed Ratio	Torsi (Nm)	Daya (Watt)	Effisiensi (%)	Koefisien Power
	0	0	0,450	0	0	0
	15	2,3	0,433	0,680	4,452	0,044
2201/	30	4,6	0,341	1,072	7,013	0,07
$230^{\circ}/min$	45	6,91	0,22	1,051	6,876	0,068
	55	8,44	0,123	0,71	4,649	0,046
	60	9,21	0,06	0,38	2,48	0,024
	0	0	0,239	0	0	0
_	15	2,3	0,209	0,329	2,477	0,024
200 ^l / _{min}	30	4,6	0,173	0,545	4,1	0,041
	45	6,91	0,079	0,374	2,817	0,028
	60	9,21	0	0	0	0

Tabel 4. 2 Data Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 0º

Tabel 4. 3 Data Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 10º

Debit	RPM	Tip Speed Ratio	Torsi (Nm)	Daya (watt)	Effisiensi (%)	Koefisien Power
	0	0	0,864	0	0	0
	15	2,3	0,819	1,287	8,421	0,084
2201/	30	4,6	0,635	1,99	13,046	0,13
²³⁰ 7 <i>min</i>	45	6,91	0,402	1,89	12,391	0,123
	55	8,44	0,236	1,36	8,897	0,093
	60	9,21	0,133	0,836	5,468	0,059
	0	0	0,378	0	0	0
200 ^l / _{min}	15	2,3	0,318	0,500	3,767	0,037
	30	4,6	0,257	0,809	6,088	0,06
	45	6,91	0,136	0,644	4,852	0,048
	60	9,21	0,016	0,102	0,768	0,007

Tabel 4. 4 Data Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 20°

Debit	RPM	Tip Speed Ratio	Torsi (Nm)	Daya (watt)	Effisiensi (%)	Koefisien Power
	0	0	0,704	0	0	0
	15	2,3	0,731	1,148	7,513	0,075
2201/	30	4,6	0,547	1,718	11,24	0,112
²³⁰ / min	45	6,91	0,34	1,604	10,493	0,104
	55	8,44	0,189	1,088	7,12	0,076
	60	9,21	0,08	0,519	3,397	0,044
	0	0	0,304	0	0	0
200 ^l / _{min}	15	2,3	0,241	0,379	2,852	0,028
	30	4,6	0,199	0,626	4,713	0,046
	45	6,91	0,117	0,553	4,163	0,031
	60	9,21	0	0	0	0

Debit	RPM	Tip Speed Ratio	Torsi (Nm)	Daya (watt)	Effisiensi (%)	Koefisien Power
	0	0	0,604	0	0	0
	15	2,3	0,64	1,005	6,576	0,065
2201/	30	4,6	0,466	1,465	9,586	0,095
²³⁰ ⁷ min	45	6,91	0,291	1,373	8,982	0,089
	55	8,44	0,165	0,953	6,237	0,057
	60	9,21	0,066	0,420	2,75	0,032
	0	0	0,273	0	0	0
200 ^l / _{min}	15	2,3	0,243	0,381	2,870	0,028
	30	4,6	0,196	0,616	4,638	0,046
	45	6,91	0,088	0,416	3,132	0,031
	60	9,21	0	0	0	0

Tabel 4. 5 Data Hasil Simulasi Pada Sudut Stagger 25°

4.7.3 Hasil Studi Numerik Turbin Vortex Dengan Berbagai Variasi Sudut *Stagger* Pada Putaran dan Kapasitas 230 l/min



Gambar 4. 149 Grafik Torsi Terhadap RPM Pada Kapasitas 230 l/min



Gambar 4. 150 Grafik Effisiensi Terhadap RPM Pada Kapasitas 230 l/min



Gambar 4. 151 Grafik Daya Terhadap RPM Pada Kapasitas 230 l/min



Gambar 4. 152 Grafik Koefisien Power Terhadap *Tip Speed Ratio* Pada Kapasitas 230 l/min

4.7.4 Hasil Studi Numerik Turbin Vortex Dengan Berbagai Variasi Sudut *Stagger* Pada Putaran dan Kapasitas 200 l/min



Gambar 4. 153 Grafik Torsi Terhadap RPM Pada Kapasitas 200 l/min



Gambar 4. 154 Grafik Effisiensi Terhadap RPM Pada Kapasitas 200 l/min



Gambar 4. 155 Grafik Daya Terhadap RPM Pada Kapasitas 200 l/min



Gambar 4. 156 Grafik Koefisien Power Terhadap *Tip Speed Ratio* Pada Kapasitas 200 l/min
BAB V KESIMPULAN dan SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari penelitian Turbin Vortex dengan beberapa variasi sudut *stagger* pada basin *conical concave* dapat ditarik kesimpulan bahwa :

- 1. Studi numerik aliran vortex pada basin *conical concave* dilakukan pada variasi sudut *inlet* 0°, 5°, 10°, dan 15°. Basin *conical concave* dengan sudut *inlet* 10° mampu menghasilkan intensitas vortex paling besar pada sudut *inlet* 10°, dengan nilai intensitas vortex sebesar $0,027 \frac{m^2}{s}$.
- 2. Penelitian ini dilakukan untuk menganalisa performa turbin vortex pada variasi sudut stagger 0°, 10°, 20°, dan 25°. Untuk mendapatkan data performa turbin vortex pada studi experimen dapat dilakukan pada variasi pembebanan tertentu, sehingga pada penelitian ini dilakukan variasi putaran turbin vortex sebesar, 0 rpm, 15 rpm, 30 rpm, 45 rpm, dan 60 rpm. Turbin vortex sudut stagger 10° merupakan variasi yang mempunyai performa paling optimum, yaitu pada putaran 30 rpm mempunyai daya 1,994 watt dan effisiensi sebesar 13,046 %, serta menghasilkan torsi 0,635 Nm. Pada kapasitas 200 l/min, putaran 30 rpm turbin vortex sudut stagger 10° mempunyai daya 0,809 watt dan effisiensi sebesar 6,088%, serta menghasilkan torsi 0,257 Nm,.
- 3. Pada kapasitas 230 l/min, turbin vortex sudut *stagger* 10° mampu menghasilkan koefisien power maksimal sebesar 0,13 pada *tip speed ratio* 4,6. Serta pada kapasitas 200 l/min turbin vortex dengan sudut *stagger* 10° mampu menghasilkan koefisien power maksimal sebesar 0,06 pada *tip speed ratio* 5,3.

5.2 Saran

Agar penelitian selanjutnya mampu menghasilkan output yang lebih baik, maka penulis menyarankan beberapa hal untuk dilakukan,

- 1. Peneliti selanjutnya dapat melakukan simulasi computational fluid dynamics agar peneliti mampu menentukan geometri turbin vortex yang paling optimal.
- 2. Penelitian selanjutnya dapat dilakukan modifikasi turbin vortex untuk menganalisa geometri yang paling optimal
- 3. Penelitian selanjutnya bisa dilakukan dengan memperbesar dimensi basin agar dapat menampung kapasitas yang lebih besar

DAFTAR PUSTAKA

H. Elbatran, Mohamed Walid Abdel-Hamed, O. B. Yaakob, Yasser M. Ahmed, M. Arif Ismal. (2015). "Hydro Power and Turbine System Reviews". UTM Press.

A. Mohanan. 2016. "Power Generation with Simultaneous Aeration using a Gravity Vortex Turbine". International Journal of Scientific & Engineering Research, vol. 7, no. 2, pp. 19-24,

Alejandro Ruiz Sanches, Jorge Andres Sierra Del Rio, Angie Judith Guevera Munoz, Jose Alejandro Posada Montoya. (2019). "Numerical and Experimental Evaluation of Concave and Convex Designs for Gravitational Water Vortex Turbine". Journal of Advance Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences

Brookshier, Peggy. 2004. "Encyclopedia of Energy, Hydropower Technology". Elsevier. 333–341.

C. Penche dan Minas. (1998). "Layman's "Guidebook on How to Develop a Small Hydri Slite Brussel". European Small Hydropower Association..

Frietz Dietzel. (1980). "Turbin Pompa dan Kompressor". Erlangga, Jakarta.

Harja, Herman Budi., Riyanto, Hendi., dan Martowibowo, Sigit Yoewono .2014. "Penentuan Dimensi Sudu Turbin dan Sudut Kemiringan Pada TurbinUlir Archimedes. ISSN 0126-3463

Hoes OAC, Meijer LJI, Van der Ent RJ, dan Van de Giesen NC. (2017). "Systematic highresolution assessment of global hydropower potential". PloS ONE 12(2):e0171844

J. N. Reddy. (2019). "Introduction to the Finite Element Methode 4th Edition. McGraw-Hill Education".

Jamali, Firman. 2014. " Studi perencanaan Pembangkit Listrik Tenaga Minihidro Berbantuan Program Turnpro Di Desa Sinar Perkayu Kecamatan Sepauk Kabupaten Sintang". Universitas Tanjungpura : Tanjungpura

Jhon F. Wendt. (2009). "Computational Fluid Dynamics An Introduction". Springer, Verlag Berlin Heidelberg.

M. M. Rahman, J. H. Tan, M. T. Fadzlita, A. R. Wan Khairul Muzammil. (2017). "A Review on the Development of Gravitational Water Vortex Power Plant as Alternative Renewable Energy Resource". IOP Conf. Series : Materials Science and Engineering.

M. Regheb. (2014). Optimal Rotor Tip Speed Ratio.

Mafrudin., dan Irawan, Dwi. 2020. "Turbin Impuls". Laundy Alifatama : Lampung

Moch. Muchlis dan Adhi Darma Permana. (2020)." Proyeksi Kebutuhan Listrik PLN Tahun 2003 s.d 2020".

R. Dhakal, T. R. Bajracharya, S. R. Shakya, B. Kumal, K. Khanal, S. J. Williamson, S. Gautam, D. P Ghale. (2018). Institute of Electrical and Electronics Engineers.

S. Mulligan, dan J. Casserly. (2010). "The Hydraulic Design and Optimisation of a Free Water Vortex for the Purpose of Power Extraction". Sligo : Institute of Technology Sligo.

Scott Davis. (2003)." Microhydro, Clean Power From Water". New Socierty Publisher, Gabriola Island.

Tampubolon, Agus Praditya dan Adiatama, Julius Christian. (2019). "Laporan Status Energi Bersih Indonesia". Institute for Essential Reform, .

Tushar, K., Ghosh., dan Mark A. Prelas. (2011). "Energy Resources and Systems, Renewable Resources". Springer Netherlands. 2: 3.

U.S. Department of Energy. (2001). "Energy Efficiency and Renewable Energy, Small Hydropower Systems", DOE/GO-102001-1173.

Warjito, Budiarso, C. R. Christopher, D. Adanta. (2020). "The Effect of Basin Geometry on Gravitational Vortex Hdropower". IOP Conf. Series : Material Science and Engineering

BIODATA PENULIS



Penulis dengan nama lengkap Alifiansyah Yoga Pramono lahir di Tuban, 17 Januari 1999 memulai pendidikan di Institut Teknologi Sepuluh Nopember Program Studi Teknologi Rekayasa Konversi Energi Departemen Teknik Mesin Industri pada tahun 2018, pada awal masa studi penulis mengikuti berbagai kepanitiaan seperti, Student Engineering Challenge 2.0 pada tahun 2019 sebagai Koordinator Lapangan divisi Welding, serta Servis Gratis HMDM 2019 sebagai Asisten Mekanik.

Selanjutnya, penulis mencoba mengembangkan skill di organisasi yang berkaitan dengan hard skill sesuai dengan program studi yang ditempuh penulis. Penulis mengikuti organisasi Anargya EV ITS Team

pada tahun 2019 sebagai staff Body and Frame. Selama satu tahun kepengurusan sebagai staff Body and Frame Anargya EV ITS Team, penulis banyak belajar berbagai hal seperti engineering design, manufacturing, dan perencanaan. Pada tahun 2021, penulis melanjutkan berkomitmen untuk berkontribusi lebih besar pada pengembangan Electric Vehicle di Indonesia dengan cara menjabat sebagai General Manager Anargya EV ITS Team selama satu tahun. Dalam dua tahun kepengurusan di Tim Anargya, penulis berkontribusi pada berberapa capaian untuk Anargya EV ITS Team diantaranya adalah: Top 10 Management Team pada perlombaan Formula Student Electrical Vehicle Concept 2021, dan Top 5 PLN Innovation and Competition in Electricity 2021.

Selain itu, penulis pernah mengikuti beberapa pelatihan seperti, LKMM-Pra TD Fakultas Vokasi ITS (2019), LKMM TD HMDM ITS (2019), dan Pelatihan Overview Coal and Fired Power Plant Training yang diselengarakan PT. Haman Energy Indonesia tahun 2022.

Selama menjadi mahasiswa mahasiswa mengikuti Program Magang, diantaranya: Program Magang Molina ITS untuk Pengembangan Konversi Bus Electrical Vehicle (2021), dan Program Magang Kampus Merdeka PT. Barata Indonesia 2022 divisi Production Process. **Email : alifiansyah272@gmail.com**