

DISERTASI**KINERJA MODEL SAVONIUS SEBAGAI TURBIN AIR
DENGAN SUDU CEKUNG BERALUR**

*Performance of Savonius Models on Water Turbines
With Grooved Concave Blades*

**PETRUS SAMPELAWANG
D 043 181 2002**



**PROGRAM STUDI DOKTOR TEKNIK MESIN
DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS HASANUDDIN
GOWA
2024**



PENGAJUAN DISERTASI

KINERJA MODEL SAVONIUS SEBAGAI TURBIN AIR DENGAN SUDU CEKUNG BERALUR

Disertasi
Sebagai Salah Satu Syarat untuk Mencapai Gelar Doktor
Program Studi Ilmu Teknik Mesin

Disusun dan diajukan oleh

PETRUS SAMPELAWANG
D 043 181 2002

Kepada

FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS HASANUDDIN
GOWA
2024



DISERTASI

Kinerja Model Savonius sebagai Turbin Air dengan Sudu Cekung Beralur

Petrus Sampelawang
Nomor Pokok D 043 182 002

Telah dipertahankan dihadapan Panitia Ujian Disertasi yang dibentuk dalam rangka penyelesaian studi
pada Program Doktor Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Hasanuddin
pada tanggal 28 Mei 2024
dan dinyatakan telah memenuhi syarat kelulusan

Menyetujui,
Promotor



Prof. Dr. Ir. H. Nasaruddin Salam, MT.
NIP 19591220 198601 1 001

Co-Promotor 1



Prof. Dr. Ir. Luther Sule, MT.
NIP 19560827 198503 1 001

Co-Promotor 2



Prof. Dr. Rustan Tarakka, ST., MT.
NIP 19750827 200501 1 002

Dekan Fakultas Teknik
Universitas Hasanuddin



M. Isran Ramli,
ASEAN, Eng.
200012 1 002

Ketua Program Studi
S3 Teknik Mesin



Dr. Eng. Andi Amijoyo Mochtar, ST., MT.
NIP 19760216 2021012 1 001

PERNYATAAN KEASLIAN DISERTASI DAN PELIMPAHAN HAK CIPTA

Yang bertanda tangan dibawah ini

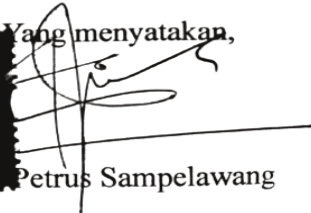
Nama : Petrus Sampelawang
 Nomor mahasiswa : D 043 181 2002
 Program studi : S3 Teknik Mesin

Dengan ini menyatakan bahwa, disertasi berjudul “Kinerja Model Savonius Sebagai Turbin Air Dengan Sudu Cekung Beralur” adalah benar karya saya dengan arahan dari komisi pembimbing (Prof. Dr. Ir. H. Nasaruddin Salam, MT. sebagai Promotor, Prof. Dr. Ir. Luther Sule, MT. sebagai co-promotor-1, Prof. Dr. Rustan Tarakka, ST., MT. sebagai c0-promotor-2). Karya ilmiah ini belum diajukan dan tidak sedang diajukan dalam bentuk apapun kepada perguruan tinggi manapun. Sumber informasi yang berasal atau dikutip dari karya yang diterbitkan maupun tidak diterbitkan dari penulis lain telah disebutkan dalam teks dan dicantumkan dalam daftar pustaka disertasi ini. Sebagian dari isi disertasi ini telah dipublikasikan di Prosiding SNTTM UNHAS, 2020- ISBN : 978-979-18011-4-0, hal. 60-64 sebagai artikel dengan dengan judul “Pengaruh Alur Pada Sisi Cekung Terhadap Karakteristik Turbin Hidrokinetik Savonius” dan prosiding International Conference on Research in Engineering and Science Technology 2023 (IC-REST)- vol. ICR-510 sebagai artikel dengan judul “*Performance analysis of the Savonius-type rotor with grooved blades as a hydrokinetic turbine*” dan di jurnal Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 1 (8 (127)), 28–37. doi: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2024.298915> sebagai artikel dengan judul “*Enhancing Savonius Rotor Model with Additional Grooves on Hydrokinetic Turbine Performance*”.

Dengan ini saya melimpahkan hak cipta dari karya tulis saya berupa disertasi ini kepada Universitas Hasanuddin.

Gowa, 25 Juni 2024

Yang menyatakan,


 Petrus Sampelawang



KATA PENGANTAR

Puji dan syukur kepada Tuhan Yang Maha Esa atas segala berkat dan anugerah-Nya sehingga penulis dapat menyusun materi disertasi ini dengan judul, “ Kinerja Model Savonius sebagai Turbin Air dengan Sudu Cekung Beralur ”.

Penelitian ini dilatarbelakangi penyediaan energi untuk menopang kebutuhan energi umat manusia dengan pemanfaatan energi kinetik dari aliran air yang cukup melimpah namun belum optimal hasilnya karena terkendala peralatan konversi energi yang kinerjanya masih rendah. Penelitian ini diharapkan dapat memberi kontribusi dalam mengkonversi energi kinetik aliran air maupun angin dengan desain yang lebih sederhana, mudah diproduksi masyarakat pada daerah terpencil dengan biaya murah dan kinerja lebih baik.

Hanya dengan perkenaan-Nya melalui pertolongan dan bantuan berbagai pihak, penulis dapat merampungkan Disertasi ini. Dengan penuh sukacita dan hati yang tulus, penulis menyampaikan terima kasih dan penghargaan sebesar-besarnya atas bimbingan, motivasi, fasilitas, dan doa dari berbagai pihak :

1. Bapak Prof. DR. Ir. Nasaruddin Salam, MT, selaku promotor yang telah mencurahkan tenaga, pikiran, ilmu, dan waktu yang sangat berharga untuk membimbing penulis.
2. Bapak Prof. DR. Ir. Luther Sule, MT dan bapak Prof. DR. Rustan Tarakka, ST.,MT, selaku ko-promotor yang telah mencurahkan tenaga, pikiran, ilmu, dan waktu yang sangat berharga untuk membimbing penulis.
3. Bapak dan ibu dosen penguji yang telah memberi masukan dan arahan yang sangat berharga demi kesempurnaan penelitian ini.
4. Bapak dan ibu staf pengajar dan staf kependidikan program studi S3, Teknik Mesin Universitas Hasanuddin yang telah menginspirasi dan banyak membantu dalam penulisan Disertasi ini.
5. Rekan-rekan mahasiswa program studi S3, S2, dan S1 Teknik Mesin Universitas Hasanuddin yang telah banyak membantu dalam penulisan Disertasi ini.



6. Segenap keluarga yang dengan penuh kesabaran mendukung dalam doa, motivasi, semangat dan berbagai bentuk dukungan lainnya untuk perampungan Disertasi ini.

Gowa, Juni 2024

Penulis



ABSTRAK

Petrus Sampelawang. Kinerja Model Savonius sebagai Turbin Air dengan Sudu Cekung Beralur (dibimbing oleh **H. Nasaruddin Salam, Luther Sule, Rustan Tarakka**)

Rotor tipe Savonius merupakan salah satu model rotor yang cukup fenomenal untuk turbin hidrokinetik sumbu vertikal, dimana penggunaannya cukup disukai namun kinerjanya lebih rendah dibanding tipe rotor lainnya, lebih efektif mengekstraksi energi hidrokinetik dari aliran air dengan kecepatan rendah dibanding rotor hidrokinetik sumbu vertikal tipe lainnya.

Penelitian ini bertujuan menganalisis kinerja rotor Savonius melalui modifikasi model sudu berupa pemberian 5, 6, 7, dan 8 alur dengan lebar ; 5 mm, 7,5 mm, 10 mm, 12,5 mm, 15 mm, dan 17,5 mm pada sisi cekung arah tegak lurus poros. Pengujian dilakukan pada rotor Savonius dua sudu tanpa alur dan beralur. Input berupa beban pengereman dan debit aliran untuk memperoleh beberapa tingkat putaran konstan yaitu; 40 rpm, 50 rpm, 60 rpm dan 70 rpm.

Hasil penelitian menunjukkan bahwa sudu tanpa alur menghasilkan tip speed ratio (TSR) maksimum sebesar 1,32 dan efisiensi (η) maksimum sebesar 28,90 %, sedang sudu beralur menghasilkan TSR maksimum sebesar 1,41 dan efisiensi maksimum sebesar 34,50 peningkatan TSR sebesar 0,09 dan peningkatan efisiensi sebesar 5,6 %. Hasil pengujian koefisien drag (CD) menunjukkan bahwa sudu beralur menghasilkan koefisien drag lebih besar daripada sudu tanpa alur, dimana koefisien drag optimum sebesar 3,08 terjadi pada sudu beralur 8 sementara koefisien drag maksimum sudu tanpa alur adalah sebesar 2,707 berarti terjadi peningkatan koefisien drag sebesar 0,373.

Kata kunci : Hidrokinetik, Savonius, sudu beralur, efisiensi, TSR, koefisien drag



ABSTRACT

Petrus Sampelawang. Performance of the Savonius Model on Water Turbine with Grooved Concave Blades (supervised by **H. Nasaruddin Salam, Luther Sule, Rustan Tarakka**)

The Savonius type rotor is one of the rotor models that is quite phenomenal for vertical axis hydrokinetic turbines, where its use is quite popular but its performance is lower than other types of rotors, more effectively extracting hydrokinetic energy from water flow at low speeds than other types of vertical axis hydrokinetic rotors.

This research aims to analyze the performance of the Savonius rotor by modifying the blade model in the form of providing 5, 6, 7 and 8 grooves with widths of; 5 mm, 7.5 mm, 10 mm, 12.5 mm, 15 mm, and 17.5 mm on the concave side perpendicular to the shaft. Tests were carried out on grooveless and grooved two-blade Savonius rotors. The input is in the form of braking load and flow rate to obtain several constant rotation levels, namely; 40 rpm, 50 rpm, 60 rpm and 70 rpm.

The results showed that the blade without grooves produced a maximum tip speed ratio (TSR) of 1.32 and a maximum efficiency (η) of 28.90%, while the blade with grooves produced a maximum TSR of 1.41 and a maximum efficiency of 34.50, an increase in TSR of 0.09 and an increase in efficiency of 5.6%. The drag coefficient (CD) test results show that grooved blades produce a greater drag coefficient than blades without grooves, where the optimum drag coefficient of 3.08 occurs on 8 grooved blades while the maximum drag coefficient for blades without grooves is 2.707, meaning there is an increase in the drag coefficient of 0.373.

Key words: Hydrokinetic, Savonius, grooved blade, efficiency, TSR, drag coefficient



DAFTAR ISI

PENGAJUAN DISERTASI.....	ii
PERSETUJUAN DISERTASI.....	iii
PERNYATAAN KEASLIAN DISERTASI	iv
KATA PENGANTAR.....	v
ABSTRAK.....	vii
ABSTRACT	viii
DAFTAR ISI	ix
NOMENKLATUR.....	xxi
BAB I PENDAHULUAN	1
I.1. Latar Belakang	1
I.2. Rumusan Masalah	11
I.3. Tujuan Penelitian	11
I.4. Batasan Masalah	12
I.5. Manfaat Penelitian	13
BAB II TINJAUAN PUSTAKA.....	14
II.1. Kerangka Konseptual.....	14
II.1.1. Kekekalan Massa	14
II.1.2. Kekekalan Momentum.....	15
II.1.3. Persamaan Energi – Hukum Pertama Termodinamika	16
II.2. Turbin Hidrokinetik	18
II.2.4. Gaya dan Kecepatan Rotor Savonius.....	25
II.2.5. Head Efektif Rotor Savonius.....	28
II.2.6. Torsi dan Daya Rotor Savonius.....	29
II.2.7. Bilangan Reynolds (Re)	30
II. 4. Kerangka Pikir Penelitian	32
II.5. SKEMA PENELITIAN	33
II. 6. FISHBONE PENELITIAN	34
BAB III TOPIK PENELITIAN 1.....	35
Abstrak.....	35
Pendahuluan.....	35
Metodologi Penelitian.....	37



III.3.1 Waktu dan tempat penelitian.....	40
III.3.2 Alat dan Bahan Penelitian.....	40
III.3.3 Prosedur Penelitian.....	43
III.4 Hasil dan Pembahasan.....	45
III.4.1 Hasil.....	45
III.4.1.1 Daya input (P_{in})	45
III.4.1.2 Bilangan Reynold (Re)	46
III.4.1.3 Torsi (τ).....	46
III.4.1.4 Daya output (P_o).....	47
III.4.1.5 Tip speed ratio (λ).....	47
III.4.1.6 Efisiensi (η)	48
III.4.2. Pembahasan.....	49
III.4.2.1. Torsi (τ) dan Daya output (P_o)	49
III.4.2. Pengaruh Kecepatan dan TSR Terhadap Efisiensi.....	64
III.4.3. Koefisien Drag (C_D)	78
III.5 Kesimpulan	96
III.6 Saran.....	96
DAFTAR PUSTAKA	95
BAB IV TOPIK PENELITIAN 2.....	98
IV.1 Abstrak	98
IV.2 Pendahuluan.....	98
IV.3 Metodologi Penelitian	100
IV.3.1 Waktu dan tempat penelitian	103
IV.3.2 Prosedur Penelitian.....	103
IV.4 Hasil dan Pembahasan.....	105
IV.4.1. Hasil pengukuran dan perhitungan.....	105
IV.4.2. Pembahasan	106
IV.4.2.2 Pengaruh Kecepatan dan TSR Terhadap Efisiensi.....	119
IV.4.3. Gaya drag (F_D) dan Koefisien Drag (C_D)	132
IV.4.3.2 Kesimpulan.....	141
IV.4.3.3 Saran.....	142
IV.4.3.4 DAFTAR PUSTAKA.....	143



BAB V PEMBAHASAN UMUM	145
V.1. Karakteristik Rotor Savonius.....	145
V. 2. Gaya drag dan koefisien Drag.....	160
V. 3. Visualisai.....	162
BAB VI KESIMPULAN DAN SARAN	168
VI.1 Kesimpulan.....	168
VI.2 Saran.....	169
DAFTAR PUSTAKA	170
Lampiran – I. Pengaruh Alur Pada Sisi Cekung Terhadap karakteristik	173
Lampiran – II. Prociding IC-REST	178
Lampiran – III. Jurnal EEJET	187
Lampiran – IV. Tabel Properties Air	198
Lampiran – V. Tabel Properties Udara	199
Lampiran – VI. Riwayat Hidup	200



DAFTAR GAMBAR

Gambar 1 Nilai koefisien daya (CP) dan Koefisien torsi (Cm).....	5
Gambar 1 Variasi TSR dengan CP maks. (<i>Kumar and Saini, 2016</i>).....	5
Gambar 2. Perbandingan TSR dengan koef.torsi (Cm) dan koef. Daya (CP).....	6
Gambar 3 Variasi TSR dengan Cp maks. (<i>Emeel K., dkk.2019</i>).....	6
Gambar 4 Perbandingan Nilai koefisien daya dan koefisien torsi Savonius 2 dan 3 sudu. (<i>Parag K. Talukdar, dkk., 2018</i>).....	7
Gambar 5 Pengaruh kecepatan, V terhadap koefisien drag, CD	10
Gambar 6 Klasifikasi Turbin Hidrokinetik (<i>A. Kumar, R.P.Saini, 2016</i>)	21
Gambar 7 Gaya drag (FD) dan gaya lift (FL) pada rotor Savonius	21
Gambar 8 Profil rotor savonius dua sudu.....	23
Gambar 9 (a) Daya sebagai fungsi putaran dan (b) sebagai fungsi TSR	23
Gambar 10 Torsi sebagai fungsi ratio kecepatan ujung (<i>Himran, 2018</i>)	24
Gambar 11 Relasi Koefisien daya (Cp) dengan TSR beberapa jenis rotor	25
Gambar 12 Gaya pada permukaan sudu savonius	26
Gambar 13 Nilai CD sudu Savonius	26
Gambar 14 Kecepatan aliran masuk dan keluar pada turbin crosflow	27
Gambar 15 (a) segitiga kecepatan crossflow, (b) Segitiga kecepatan Savonius ...	27
Gambar 16 Bagan Kerangka pikir Penelitian	32
Gambar 17 Isometri sudu (a) sudu tanpa alur dan (b) sudu beralur 8.....	38
Gambar 18 Set up model rotor dan instrumen pada rangka	39
Gambar 19 Posisi model pada sudut 90° dalam <i>wind tunnel</i>	40
Gambar 20 Tachometer analog.....	41
Gambar 21 Flowmeter	41
Gambar 22 Torsi meter digital.....	41
Gambar 23 Termometer air raksa	42
Gambar 24 <i>Wind tunnel</i>	42
Gambar 25 Timbangan digital.....	43
Gambar 26 Pengaruh kecepatan terhadap torsi pada putaran 40 rpm.....	50
27 Pengaruh kecepatan terhadap daya output pada putaran 40 rpm.....	51
28 Pengaruh daya output terhadap efisiensi pada putaran 40 rpm.....	53
29 Pengaruh kecepatan terhadap torsi pada putaran 50 rpm.....	54



Gambar 30 Pengaruh Kecepatan terhadap daya output pada putaran 50 rpm.....	55
Gambar 31 Pengaruh daya output terhadap efisiensi pada putaran 50 rpm	56
Gambar 32 Pengaruh kecepatan terhadap torsi pada putaran 60 rpm.....	57
Gambar 33 Pengaruh Kecepatan terhadap daya output pada putaran 60 rpm.....	58
Gambar 34 Pengaruh Daya output terhadap efisiensi pada putaran 60 rpm	59
Gambar 35 Pengaruh Kecepatan terhadap torsi pada putaran 70 rpm.....	60
Gambar 36 Pengaruh kecepatan terhadap daya output pada putaran 70 rpm.....	61
Gambar 37 Pengaruh daya output terhadap efisiensi pada putaran 70 rpm	62
Gambar 38 Pengaruh kecepatan terhadap efisiensi sudu tanpa alur	64
Gambar 39 Pengaruh <i>tip speed ratio</i> terhadap efisiensi sudu tanpa alur	65
Gambar 40 Pengaruh kecepatan terhadap efisiensi pada putaran 40 rpm.....	67
Gambar 41 Pengaruh <i>tip speed ratio</i> terhadap efisiensi pada putaran 40 rpm.....	67
Gambar 42 Pengaruh kecepatan terhadap efisiensi pada putaran 50 rpm.....	69
Gambar 43 Pengaruh <i>tip speed ratio</i> terhadap efisiensi pada putaran 50 rpm.....	69
Gambar 44 Pengaruh kecepatan terhadap efisiensi pada putaran 60 rpm.....	71
Gambar 45 Pengaruh <i>tip speed ratio</i> terhadap efisiensi pada putaran 60 rpm.....	71
Gambar 46 Pengaruh kecepatan terhadap efisiensi pada putaran 70 rpm.....	73
Gambar 47 Pengaruh <i>tip speed ratio</i> terhadap efisiensi pada putaran 70 rpm.....	73
Gambar 48 Perbandingan <i>tip speed ratio</i> dan CP dengan beberapa referensi	78
Gambar 49 Pengaruh Re terhadap koefisien drag sudu tanpa alur	80
Gambar 50 Pengaruh Reynolds number terhadap gaya drag sudu tanpa alur	80
Gambar 51 Pengaruh Re terhadap koef. Drag, C_D pada sudut putar 90°	81
Gambar 52 Pengaruh Re terhadap gaya drag pada sudut putar 90°	82
Gambar 53 Pengaruh Re terhadap koefisien drag pada sudut putar 75°	83
Gambar 54 Pengaruh Re terhadap gaya drag pada sudut putar 75°	84
Gambar 55 Pengaruh Re terhadap koefisien drag pada sudut putar 60°	85
Gambar 56 Pengaruh Re terhadap gaya drag pada sudut putar 60°	86
Gambar 57 Pengaruh Re terhadap koefisien drag pada sudut putar 45°	87
Gambar 58 Pengaruh Re terhadap gaya drag pada sudut putar 45°	88



59 Pengaruh jumlah alur terhadap koefisien drag pada $(\phi) = 90^\circ$	90
50 Pengaruh jumlah alur terhadap koefisien drag pada sudut putar, $\phi = 75^\circ$	91

Gambar 61 Pengaruh jumlah alur terhadap koefisien drag pada sudut putar, $\phi = 60^\circ$	92
Gambar 62 Pengaruh jumlah alur terhadap koefisien drag pada sudut putar, $\phi = 45^\circ$	94
Gambar 64 Isometri sudu tanpa alur	100
Gambar 65 Sudu (a) tanpa alur dan (a) beralur 8	101
Gambar 66 <i>Smoke Generator</i>	102
Gambar 67 Pengaruh kecepatan terhadap torsi pada putaran 40 rpm.....	107
Gambar 68 Pengaruh kecepatan terhadap daya output pada putaran 40 rpm	109
Gambar 69 Pengaruh kecepatan terhadap torsi pada putaran 50 rpm.....	111
Gambar 70 Pengaruh kecepatan terhadap daya output pada putaran 50 rpm	112
Gambar 71 Pengaruh kecepatan terhadap torsi pada putaran 60 rpm.....	113
Gambar 72 Pengaruh kecepatan terhadap daya output pada putaran 60 rpm.....	114
Gambar 73 Pengaruh kecepatan terhadap torsi pada putaran 70 rpm.....	115
Gambar 74 Pengaruh kecepatan terhadap daya output pada putaran 70 rpm	116
Gambar 75 Pengaruh lebar alur terhadap torsi untuk beberapa.....	117
Gambar 76 Pengaruh lebar alur terhadap daya output untuk beberapa	118
Gambar 77 Pengaruh Kecepatanterhadap efisiensi pada putaran 40 rpm.....	120
Gambar 78 Pengaruh <i>tip speed ratio</i> terhadap efisiensi pada putaran 40 rpm.....	121
Gambar 79 Pengaruh kecepatan terhadap efisiensi pada putaran 50 rpm.....	122
Gambar 80 Pengaruh <i>tip speed ratio</i> terhadap efisiensi pada putaran 50 rpm.....	123
Gambar 81 Pengaruh kecepatan terhadap efisiensi pada putaran 60 rpm.....	124
Gambar 82 Pengaruh <i>tip speed ratio</i> terhadap efisiensi pada putaran 60 rpm.....	125
Gambar 83 Pengaruh kecepatan terhadap efisiensi pada putaran 70 rpm.....	126
Gambar 84 Pengaruh <i>tip speed ratio</i> terhadap efisiensi pada putaran 70 rpm	127
Gambar 85 Pengaruh lebar alur terhadap efisiensi pada $V = 0,5$ m/s.....	130
Gambar 86 Pengaruh TSR terhadap CP dari beberapa referensi.....	132
Gambar 87 Pengaruh Re terhadap koefisien drag pada sudut putar 90°	134
Gambar 88 Pengaruh Re terhadap koefisien drag pada sudut 75°	135
99 Pengaruh Re terhadap koefisien drag pada sudut 60°	136
100 Pengaruh Re terhadap koefisien drag pada sudut serang 45°	137
101 Pengaruh kecepatan terhadap koefisien drag	138



Gambar 92 Pengaruh kecepatan terhadap (a) Torsi dan (b) terhadap daya output pada putaran 60 rpm dengan variasi jumlah alur	149
Gambar 93 Pengaruh kecepatan terhadap efisiensi pada putaran 60 rpm.....	150
Gambar 94 Pengaruh <i>tip speed ratio</i> terhadap efisiensi pada putaran 60 rpm....	153
Gambar 95 Pengaruh kecepatan terhadap (a) Torsi dan (b) terhadap daya output pada putaran 60 rpm dengan variasi lebar alur	154
Gambar 96 Pengaruh lebar alur terhadap torsi untuk beberapa.....	156
Gambar 97 Pengaruh lebar alur terhadap daya output untuk beberapa	156
Gambar 98 Pengaruh kecepatan terhadap efisiensi (a) dan Pengaruh <i>tip speed ratio</i> terhadap efisiensi (b) pada putaran 60 rpm.....	158
Gambar 99 Pengaruh lebar alur terhadap Efisiensi	160
Gambar 100 Pengaruh jumlah alur terhadap koefisien drag pada sudut putar 90^0 pada beberapa tingkat Re	161
Gambar 101 Pengaruh Re terhadap koefisien drag pada sudut putar 90^0	161
Gambar 102 Visualisasi aliran sesaat pada sudut putar 90^0 dengan variasi lebar alur	164
Gambar 103 Visualisasi aliran sesaat pada sudut putar 75^0 dengan variasi lebar alur	165
Gambar 104 Visualisasi aliran sesaat pada sudut putar 60^0 dengan variasi lebar alur	166
Gambar 105 Visualisasi aliran sesaat dengan sudut putar 45^0 dengan variasi lebar alur	166



DAFTAR TABEL

Tabel 1 Data hasil pengukuran dan perhitungan sudu tanpa alur pada putaran 40 rpm.....	48
Tabel 2 Data hasil pengukuran dan perhitungan pada model tanpa alur	49
Tabel 3 Perbandingan debit, daya output, torsi dan efisiensi pada putaran 40 rpm	50
Tabel 4 Persamaan regresi pengaruh kecepatan terhadap torsi pada putaran 40 rpm	50
Tabel 5 Persamaan regresi pengaruh kecepatan terhadap daya output	51
Tabel 6 Persamaan regresi pengaruh daya output terhadap efisiensi pada putaran 40 rpm	53
Tabel 7 Perbandingan kecepatan, torsi, daya output, dan efisiensi pada putaran 50 rpm.....	54
Tabel 8 Persamaan regresi pengaruh kecepatan terhadap Torsi pada putaran 50 rpm.....	54
Tabel 9 Persamaan regresi pengaruh kecepatan terhadap daya output pada putaran 50 rpm	56
Tabel 10 Persamaan regresi pengaruh daya output terhadap efisiensi pada putaran 50 rpm	56
Tabel 11 Perbandingan kecepatan, daya output, torsi dan efisiensi pada putaran 60 rpm	57
Tabel 12 Persamaan regresi pengaruh kecepatan terhadap torsi pada putaran 60 rpm.....	57
Tabel 13 Persamaan regresi pengaruh kecepatan terhadap daya output.....	58
Tabel 14 Persamaan regresi pengaruh daya output terhadap efisiensi pada putaran 60 rpm	59
Tabel 15 Perbandingan daya output, torsi dan efisiensi pada putaran 70 rpm.....	60
Tabel 16 Persamaan regresi pengaruh kecepatan terhadap torsi pada putaran 70 rpm.....	60
Persamaan regresi pengaruh kecepatan terhadap daya output.....	62
Persamaan regresi pengaruh daya output terhadap efisiensi.....	63
Karakteristik sudu tanpa alur untuk beberapa tingkat putaran.....	64



Tabel 20 Persamaan regresi pengaruh kecepatan terhadap efisiensi sudu tanpa alur	65
Tabel 21 Persamaan regresi pengaruh <i>tip speed ratio</i> terhadap efisiensi sudu tanpa alur	66
Tabel 22 Karakteristik model pada putaran 40 rpm	66
Table 23 Persamaan regresi pengaruh kecepatan terhadap efisiensi putaran 40 rpm	67
Tabel 24 Persamaan regresi pengaruh <i>tip speed ratio</i> terhadap efisiensi	68
Tabel 25 Karakteristik model pada putaran 50 rpm	68
Tabel 26 Persamaan regresi pengaruh kecepatan terhadap efisiensi pada putaran 50 rpm	69
Tabel 27 Persamaan regresi pengaruh <i>tip speed ratio</i> terhadap efisiensi	70
Tabel 28 Karakteristik model pada putaran 60 rpm	70
Tabel 29 Persamaan regresi pengaruh kecepatan terhadap efisiensi pada putaran 60 rpm	71
Tabel 30 Persamaan regresi pengaruh <i>tip speed ratio</i> terhadap efisiensi	72
Tabel 31 Karakteristik model pada putaran 70 rpm	72
Tabel 32 Persamaan regresi pengaruh kecepatan terhadap efisiensi pada putaran 70 rpm	73
Tabel 33 Pers. regresi pengaruh <i>tip speed ratio</i> terhadap efisiensi pada putaran 70 rpm	74
Tabel 34 Review beberapa hasil penelitian rotor savonius sebelumnya	78
Tabel 35 Gaya drag dan koefisien drag pada sudu tanpa alur	79
Tabel 36 Persamaan Regresi pengaruh Re terhadap koefisien drag sudu tanpa alur	80
Tabel 37 Persamaan regresi pengaruh Re terhadap gaya drag sudu tanpa alur	81
Tabel 38 Gaya drag dan koefisien drag model pada sudut putar 90°	81
Tabel 39 Persamaan regresi pengaruh Re terhadap koefisien drag pada sudut putar 90°	82
Persamaan regresi pengaruh Re terhadap gaya drag pada sudut putar 90°	83
Gaya drag dan koefisien drag model pada sudut putar 75°	83



Tabel 42 Persamaan regresi pengaruh Re terhadap koefisien drag pada sudut putar 75°	84
Tabel 43 Pers. Regresi pengaruh Re terhadap gaya drag pada sudut putar 75°	84
Tabel 44 Gaya drag dan koefisien drag model pada sudut serang 60°	85
Table 45 Persamaan regresi pengaruh Re terhadap koefisien drag pada sudut putar 60°	85
Tabel 46 Persamaan regresi pengaruh Re terhadap gaya drag pada sudut putar 60°	86
Tabel 47 Gaya drag dan koefisien drag model pada sudut putar 45°	87
Tabel 48 Persamaan regresi pengaruh Re terhadap koefisien drag pada sudut putar 45°	88
Tabel 49 Persamaan regresi pengaruh Re terhadap gaya drag pada sudut putar 45°	88
Tabel 50 Perbandingan koefisien drag model pada beberapa tingkat Re, (ϕ) = 90°	90
Tabel 51 Persamaan regresi pengaruh jumlah alur terhadap koefisien drag	91
Tabel 52 Perbandingan koefisien drag (C_D) model pada beberapa tingkat Re, (ϕ) = 75°	91
Tabel 53 Persamaan regresi pengaruh jumlah alur terhadap koefisien drag pada (ϕ) = 75°	92
Tabel 54 Perbandingan koefisien drag pada beberapa tingkat Re - (ϕ) = 60°	92
Tabel 55 Persamaan regresi pengaruh jumlah alur terhadap koefisien drag pada (ϕ) = 60°	93
Tabel 56 Perbandingan koefisien drag (C_D) model pada beberapa tingkat Re, (ϕ) = 45°	93
Tabel 57 Persamaan regresi pengaruh jumlah alur terhadap koefisien drag pada (ϕ) = 45°	94
Tabel 58 Data hasil pengukuran dan perhitungan sudu tanpa alur pada putaran 40 rpm	105
Data hasil pengukuran dan perhitungan gaya drag pada model tanpa alur	105



Tabel 60 Perbandingan kecepatan dengan Torsi dan daya Output pada putaran 40 rpm.....	106
Tabel 61 Persamaan regresi pengaruh kecepatan terhadap torsi pada putaran 40 rpm.....	108
Tabel 62 Persamaan regresi pengaruh kecepatan terhadap daya output.....	109
Tabel 63 Perbandingan debit dengan torsi dan daya output pada putaran 50 rpm	110
Tabel 64 Persamaan regresi pengaruh kecepatan terhadap torsi pada putaran 50 rpm.....	111
Tabel 65 Persamaan regresi pengaruh kecepatan terhadap daya output putaran 50 rpm.....	112
Tabel 66 Perbandingan kecepatan dengan torsi dan daya output pada putaran 60 rpm.....	112
Tabel 67 Persamaan regresi pengaruh kecepatan terhadap torsi putaran 60 rpm	113
Tabel 68 Persamaan regresi pengaruh kecepatan terhadap daya output.....	114
Tabel 69 Perbandingan debit dan daya output model pada putaran 70 rpm	115
Tabel 70 Persamaan regresi pengaruh kecepatan terhadap torsi pada putaran 70 rpm.....	115
Tabel 71 Persamaan regresi pengaruh kecepatan terhadap daya output.....	116
Tabel 72 Pengaruh lebar alur terhadap Torsi dan daya output pada $V = 0,5 \text{ m/s}$	117
Tabel 73 Karakteristik model pada putaran 40 rpm.....	119
Tabel 74 Persamaan regresi pengaruh kecepatan terhadap efisiensi pada putaran 40 rpm	120
Tabel 75 Pers. Regresi <i>tip speed ratio</i> efisiensi (η) pada putaran 40 rpm	121
Tabel 76 Karakteristik model pada putaran 50 rpm	121
Tabel 77 Persamaan regresi pengaruh kecepatan terhadap efisiensi pada putaran 50 rpm	122
Tabel 78 Persamaan regresi pengaruh <i>tip speed ratio</i> terhadap efisiensi	123
Tabel 79 Karakteristik model pada putaran 60 rpm	124



Persamaan regresi pengaruh kecepatan terhadap efisiensi pada putaran 60 rpm	124
Persamaan regresi pengaruh <i>tip speed ratio</i> terhadap efisiensi	125

Tabel 82 Karakteristik model pada putaran 70 rpm	126
Tabel 83 Persamaan regresi pengaruh kecepatan terhadap efisiensi pada putaran 70 rpm	126
Tabel 84 Persamaan regresi pengaruh <i>tip speed ratio</i> terhadap efisiensi	127
Tabel 85 Pengaruh lebar alur terhadap efisiensi pada $V = 0,5$ m/s	129
Tabel 86 Gaya drag dan koefisien drag model pada sudut 90°	133
Tabel 87 Persamaan regresi pengaruh Re terhadap koefisien drag pada sudut putar 90°	134
Tabel 88 Gaya drag dan koefisien drag model pada sudut 75°	134
Tabel 89 Persamaan regresi pengaruh Re terhadap koefisien drag pada sudut 75°	135
Tabel 90 Gaya drag dan koefisien drag model pada sudut 60°	136
Tabel 91 Persamaan regresi pengaruh Re terhadap koefisien drag pada sudut 60°	137
Tabel 92 Gaya drag dan koefisien drag model pada sudut 45°	137
Tabel 93 Persamaan regresi pengaruh Re terhadap koefisien drag pada sudut 45°	138
Tabel 94 Pengaruh lebar alur terhadap torsi dan daya output pada $V = 0,5$ m/s	155



NOMENKLATUR

NOTASI	KETERANGAN	SATUAN
A	Luas penampang rotor	(m ²)
AR	Aspek ratio	-
C _D	Koefisien drag	-
C _L	Koefisien lift	-
C _P	<i>Coefisien of perpormance</i>	-
C _T	Koefisien torsi	-
D	Diameter rotor	(m)
D _e	Diameter end cap	(m)
e	Tebal end cap	(m)
F _D	Gaya drag	(N)
F _{in}	Gaya aliran pada rotor	(N)
F _L	Gaya lift	(N)
F _{out}	Gaya output rotor	(N)
g	Percepatan gravitasi Bumi	(m/s ²)
H	Tinggi rotor	(m)
H _e	Head efektif	(m)
H _s	Head statis	(m)
H _d	Head dinamis	(m)
m	Massa benda	(kg)
$\dot{m}$	Laju aliran massa	(kg/s)
n	Putaran	(rpm)
OR	Overlap ratio	-
	Daya air yang tersedia	(W)
	Daya output	(W)

Q	Debit	(m^3/s)
r	Jari-jari poros	(m)
T	Temperatur	($^{\circ}\text{C}$)
TSR	Tip speed ratio	-
τ	Torsi	(Nm)
λ	Perbandingan kecepatan ujung	-
V	Kecepatan aliran fluida	(m/s)
V_A	Viskositas kinematik air	(m^2/s)
V_{UD}	Viskositas kinematik udara	(m^2/s)
Ω	Kecepatan putaran sudut	(rad/s)
η	Efisiensi	(%)
ϕ	Sudut putar	($^{\circ}$)



BAB I

PENDAHULUAN

I.1. Latar Belakang

Salah satu problem global saat ini adalah bagaimana menyiapkan energi dengan dampak lingkungan yang minimal sehubungan semakin menipisnya cadangan energi konvensional yang bersumber dari *fossil fuel*. Problem tersebut memacu para peneliti mengeksplorasi setiap potensi sumber energi yang ada di alam sebagai sumber energi baru dan terbarukan. Salah satu sumber energi yang tersedia adalah energi dari aliran air namun perlu optimalisasi fungsi sebagai sumber energi. Salah satu optimalisasi yang sangat potensial adalah pemanfaatan energi kinetik aliran dengan aplikasi teknologi hidrokinetik sebagai solusi alternatif berhubung aplikasinya relatif sederhana, tanpa memerlukan waduk atau bendungan dan infrastruktur dengan biaya investasi yang besar.

Potensi energi air sangat besar sebagaimana dikemukakan Long Pham dkk. 2014 dan Basumatary dkk, 2018 bahwa 75 % permukaan Bumi ditutupi permukaan air sehingga merupakan sumber energi potensial dan berkelanjutan, namun pemanfaatannya sebagai sumber energi masih sangat terbatas (Pham and Member, 2014); (Basumatary, Biswas and Misra, 2018). Potensi yang begitu besar tersebut memerlukan optimalisasi manfaat sebagai sumber energi. Meskipun potensi tersebut sebahagian sudah dimanfaatkan untuk pembangkit listrik tenaga air, masih terdapat potensi besar yang belum dimanfaatkan sepenuhnya yaitu pemanfaatan dan optimalisasi energi kinetik dari aliran. Potensi energi kinetik aliran tersedia dalam jumlah dan sebaran cukup luas yaitu; aliran air dari gelombang laut, aliran pasang surut, aliran sungai, kanal, saluran irigasi namun belum dapat diandalkan sebagai pemasok energi karena efisiensi ekstraksinya masih rendah. Dengan demikian, peningkatan teknologi ekstraksinya dapat



adalah satu upaya optimalisasi manfaat aliran air sebagai sumber energi.

Potensi tenaga air sungai yang mengalir dari daerah elevasi tinggi menuju ke daerah yang lebih rendah memiliki energi sangat besar berupa energi potensial dari perbedaan elevasi

aliran dan energi kinetik dari volume aliran. Tidak semua sungai memiliki daerah aliran dengan perbedaan elevasi ekstrim, meskipun ada biasanya terletak di pegunungan yang kadang-kadang cukup jauh dan sulit dijangkau, serta memerlukan bendungan dan infrastruktur dengan biaya investasi yang besar untuk pemanfaatan energi potensialnya. Sehingga untuk kondisi demikian, penerapan teknologi hidrokinetik yaitu teknologi ekstraksi energi kinetik aliran dapat menjadi alternatif untuk memanfaatkan energi aliran sebagai sumber energi listrik (Muis *et al.*, 2013). Aliran air pada sungai atau saluran irigasi yang mempunyai debit aliran cukup besar namun memiliki head rendah, potensial dimanfaatkan sebagai pembangkit listrik tenaga mikro hidro dan dapat menjadi salah satu solusi alternatif problem *fossil fuel* sebagai sumber energi alternatif masa depan (Agung *et al.*, 2013); (Kumar and Saini, 2016) (Luther Sule, 2023).

Aplikasi teknologi hidrokinetik pada berbagai aliran air sebagai sumber energi sangat menarik dan mempunyai prospek menjanjikan namun pengembangan teknologi hidrokinetik skala kecil pada aliran sungai dan saluran irigasi di daerah pedesaan belum populer. Salah satu penyebab ialah kurangnya penelitian bidang teknis, ekonomi, dan pemanfaatan teknologi tersebut. Penyebab lain ialah karena pada umumnya literatur yang tersedia lebih konsentrasi pada teknologi hidrokinetik skala besar seperti gelombang, pasang surut dan aplikasi arus laut (Vermaak, Kusakana and Koko, 2014).

Optimalisasi teknologi hidrokinetik untuk energi aliran air dengan head rendah, memerlukan aplikasi turbin yang tepat. Turbin hidrokinetik diklasifikasikan menjadi dua kategori utama berdasarkan orientasi poros rotor relatif terhadap arah aliran yaitu turbin hidrokinetik poros vertikal dan horizontal. Turbin hidrokinetik poros horisontal adalah turbin dengan orientasi poros berputar sejajar arah aliran sedang turbin poros vertikal adalah turbin dengan orientasi poros berputar tegak lurus dengan arah aliran air. Pada aliran dengan head rendah, umumnya dipilih turbin poros vertikal karena lebih stabil pada aliran yang tidak



u berubah-ubah. Beberapa model turbin hidrokinetik sumbu vertikal m digunakan adalah model Savonis, H-Darrieus, Troposkein Darrieus, v (Vermaak, Kusakana and Koko, 2014). Tipe turbin hidrokinetik yang

cukup populer penggunaannya adalah turbin hidrokinetik Savonius, yaitu turbin hidrokinetik dengan rotor tipe Savonius.

Turbin hidrokinetik Savonius menggunakan rotor yang identik dengan rotor turbin angin Savonius. Turbin angin savonius mula-mula diperkenalkan oleh ilmuwan Finlandia, S.J. Savonius dan dipatenkan pada tahun 1925 (Talukdar, Kulkarni and Saha, 2018). Turbin angin Savonius merupakan turbin berbasis *drag* yaitu turbin yang menghasilkan daya mekanis akibat perbedaan gaya *drag* dari sisi cekung dan cembung sudu. Prinsip kerjanya didasarkan pada perbedaan gaya *drag* antara sisi cekung dan cembung dari sudu berbentuk “S” ketika berputar mengelilingi poros vertikal. Koefisien hambatan (C_D) untuk permukaan cekung lebih besar dari permukaan cembung, sehingga sudu maju pada sisi cekung menghadap aliran mengalami gaya *drag* lebih besar daripada sudu cembung yang kembali.

Turbin hidrokinetik savonius menarik dan mempunyai keunikan untuk membangun instalasi skala kecil yang dapat menjangkau daerah terpencil untuk kebutuhan lokal karena biaya produksi dan perawatan lebih rendah, pengoperasian sederhana, mudah diproduksi secara lokal, pemasangan sederhana, desain tahan lama, investasi lebih kecil tanpa membangun bendungan dan rekaya aliran yang dapat mengganggu ekosistem (Vermaak, Kusakana and Koko, 2014). Keunggulan lain tipe rotor savonius karena lebih efektif mengekstraksi energi hidrokinetik dari aliran air dengan kecepatan rendah dibanding rotor hidrokinetik tipe lainnya (Zhang *et al.*, 2019). Dibandingkan dengan jenis turbin poros vertikal lainnya, pembuatan dan bahan sudu turbin Savonius lebih mudah diaplikasikan sehingga memungkinkan diproduksi mandiri secara lokal oleh masyarakat di daerah pedalaman.

Meskipun memiliki keunggulan dalam pemasangan dan pemeliharaan, kinerja turbin Savonius biasanya lebih rendah dibandingkan jenis turbin lainnya. Namun, kesesuaiannya untuk aplikasi skala kecil, desain yang relatif mudah, dan



biaya menjadikannya pilihan praktis untuk proyek energi hidrokinetik terutama di wilayah dengan sumber daya dan infrastruktur terbatas untuk skala besar. Sehingga peningkatan kinerja rotor savonius menjadi

tantangan tersendiri bagi para peneliti untuk pengembangan dan penerapannya. Upaya peningkatan kinerja rotor tipe savonius telah menghasilkan banyak kajian baik secara eksperimen maupun komputasi terkait parameter desain utama yang merupakan faktor berpengaruh terhadap karakteristik savonius. Parameter desain utama yang mempengaruhi kinerja turbin Savonius baik *wind turbine Savonius* maupun *hydrokinetic turbine Savonius* adalah; *aspect ratio* (AR), *overlaps ratio* (OR), *number of blades* (n), jumlah tingkatan (*stage of turbine*), penggunaan poros, pelat ujung (*end cap*), dan model sudu (*shape blade*) (Tian, Mao and Ding, 2018).

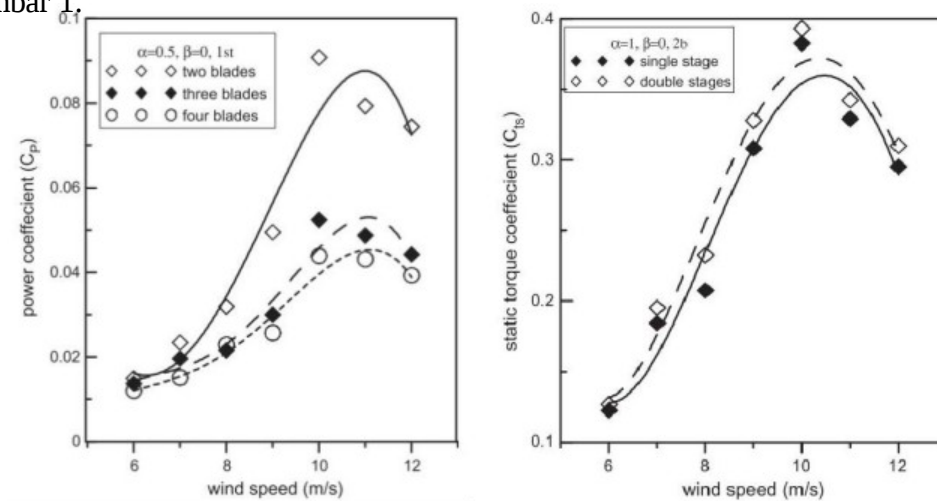
Golecha, dkk. (2012), melakukan kajian penggunaan pelat pengarah dan nosel pada turbin air Savonius pada saluran terbuka dengan memasang pelat deflektor pada sisi maju dan kembali rotor dengan posisi yang variatif. Penelitian tersebut menyimpulkan, bahwa tanpa pelat deflektor diperoleh $C_p \text{ maks} = 0,14$ pada *tip speed ratio* (TSR) = 0,7. Penggunaan deflektor pada sisi maju dan kembali diperoleh peningkatan sehingga $C_p \text{ maks} = 0,35$, pada TSR = 1,08 (Golecha Kailash, T. I. Eldho, 2012)

Kajian model Savonius pada turbin air dengan software ANSYS-FLUENT terhadap pengaruh penggunaan nosel dengan variasi parameter aspek rasio, overlap rasio, pelat ujung, dan model sudu juga telah dilakukan Elbatran, dkk., 2017. Disimpulkan bahwa; penggunaan nosel pada model Savonius konvensional dapat meningkatkan kinerja, dan dihasilkan $C_p \text{ maks} = 0,27$ pada TSR = 0,73. (Elbatran, Ahmed and Shehata, 2017)

Kajian terhadap pengaruh parameter geometri secara eksperimen terkait rasio tumpang tindih, pelat ujung dari variasi jumlah sudu (2,3 dan 4) pada rotor savonius telah dilakukan Mahmoud, dkk, (Mahmoud *et al.*, 2012). Eksperimen tersebut dilakukan dengan fluida kerja angin. Disimpulkan beberapa hal yaitu bahwa kinerja savonius dua sudu lebih baik dari pada tiga dan empat sudu, penggunaan pelat ujung meningkatkan kinerja, tanpa tumpang tindih lebih baik dibanding dengan adanya jarak tumpang tindih, rotor bertingkat ganda kan torsi lebih baik daripada rotor tunggal. Dihasilkan koefisien daya 1 $C_p \text{ maks.} = 0,15$ pada AR = 0,5, dengan OR = 0. Perbandingan nilai

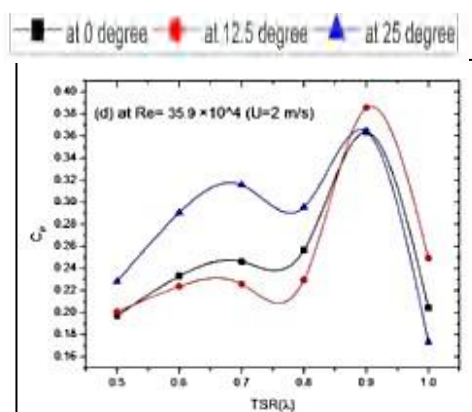


koefisien daya (C_p) dan koefisien torsi (C_m) masing-masing ditunjukkan pada gambar 1.



Gambar 1 Nilai koefisien daya (C_p) dan Koefisien torsi (C_m)
(N.H.Mahmoud, dkk, 2012).

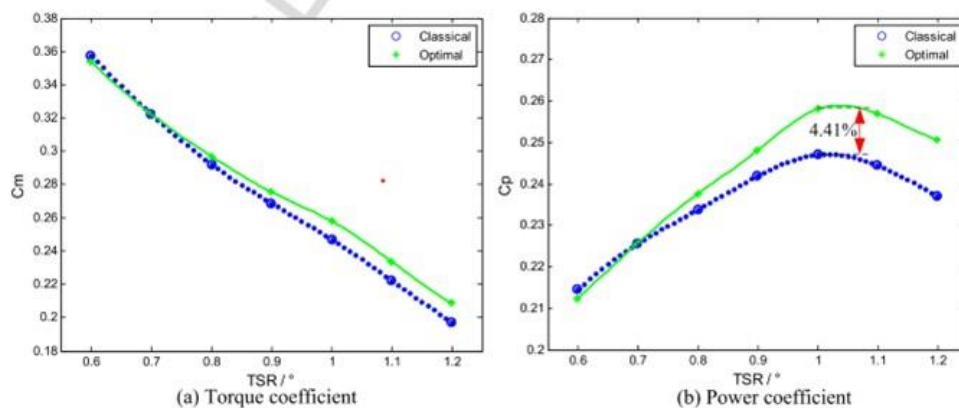
Model sudu (*shape blade*) merupakan salah satu parameter yang berpengaruh terhadap kinerja turbin hidrokinetik Savonius. Beberapa kajian yang fokus pada pengembangan model sudu antara lain oleh Kumar, A. dkk., 2016, dengan simulasi CFD dari modifikasi sudu konvensional yang dipuntir dengan variasi sudut puntir 0° , $12,5^\circ$ dan 25° . Disimpulkan bahwa kinerja model Savonius yang dipuntir $12,5^\circ$ menghasilkan koefisien daya maksimum (C_p maks = 0,39) pada TSR = 0,9 pada kecepatan aliran 2 m/s (Kumar and Saini, 2017). Hasil tersebut secara grafis ditunjukkan pada gambar 2.



Gambar 1 Variasi TSR dengan C_p maks. (Kumar and Saini, 2016)

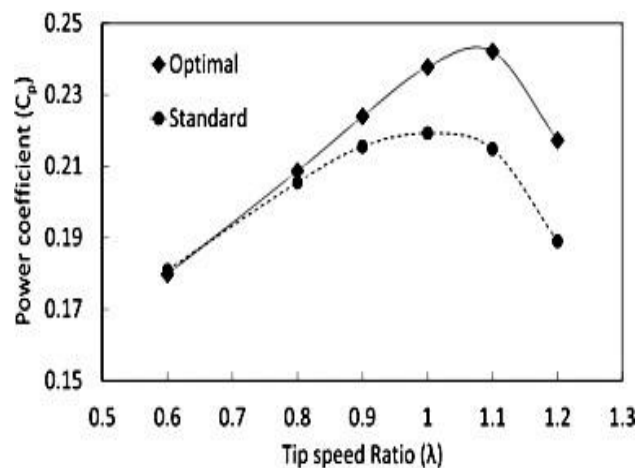


Kajian dengan simulasi CFD juga telah dilakukan *Wenlong Tian*, dkk, (2018), untuk mendapatkan desain optimum dari variasi ketebalan sudu cekung dan cembung. Penelitian tersebut menyimpulkan bahwa sudu modifikasi lebih baik dari model konvensional. C_p maksimum = 0,258 diperoleh pada $TSR \geq 07$, lebih unggul 4,41% dari C_p model konvensional (*Tian et al.*, 2018).



Gambar 2. Perbandingan TSR dengan koef.torsi (C_m) dan koef. Daya (C_p) (*Tian et al.*, 2018)

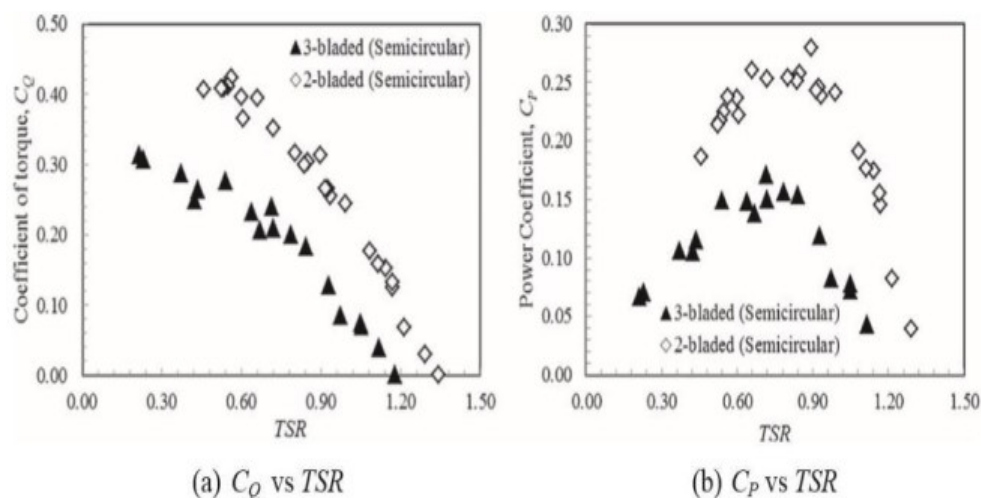
Kajian secara simulasi CFD untuk membandingkan tipe savonius standar dengan 12 geometri model savonius modifikasi pada ketebalan sudu sisi cekung dan cembung sehingga ketebalan sudu bervariasi secara simultan dilakukan oleh *Kerikous, E.*, dkk, (2019). Diperoleh hasil C_p maks = 0,243 untuk sudu modifikasi dan $C_p = 0,214$ untuk sudu standar. C_p dan C_t lebih baik pada $TSR \geq 0,8$ (gambar 4)



Gambar 3 Variasi TSR dengan C_p maks. (*Emeel K.*, dkk.2019)



Parag, T. dkk. (2018), melakukan penelitian secara eksperimen dan simulasi numerik untuk membandingkan kinerja turbin hidrokinetik savonius 2 dan 3 sudu dengan sudu model elips. Kesimpulan penelitian tersebut menunjukkan bahwa Savonius 2 sudu lebih baik dari model lainnya dengan C_p maks. = 0,28 yang diperoleh pada $TRS = 0,89$, $Re = 2,25 \times 10^5$ dan $AR = 0,7$. Perbandingan TSR terhadap koefisien torsi dan koefisien daya ditunjukkan pada gambar 5.



Gambar 4 Perbandingan Nilai koefisien daya dan koefisien torsi Savonius 2 dan 3 sudu. (Parag K. Talukdar, dkk., 2018)

Dari uraian-uraian tersebut nampak bahwa berbagai variasi parameter model sudu yang berpengaruh terhadap kinerja turbin hidrokinetik Savonius cukup kompleks, namun hasil kajian yang ada belum mencapai kinerja optimum yang memungkinkan yaitu sebesar 59,26 % sebagaimana teori yang dikemukakan Betz (Zheng and Zhang, 2012); (Schubel and Crossley, 2014). Sehingga kajian sebagai upaya meningkatkan kinerja rotor Savonius masih sangat terbuka dilakukan mengingat rotor tipe Savonius cukup populer namun kinerjanya lebih rendah dari tipe lainnya yang digunakan untuk mengekstraksi energi kinetik aliran.

Mencermati upaya-upaya para akademisi dan praktisi dalam rangka peningkatan kinerja rotor Savonius, nampak bahwa sebahagian besar upaya peningkatan dilakukan melalui modifikasi model sudu atau penggunaan berbagai Konsep modifikasi model sudu secara prinsip dimaksudkan untuk mengurangi selisih gaya drag yang terjadi pada sudu melalui perubahan geometri



sudu yang diterpa aliran fluida. Sedangkan penggunaan acesories dimaksudkan untuk meningkatkan gaya drag yang terjadi pada sudu melalui rekayasa aliran fluida yang menerpa sudu. Meningkatkan kinerja turbin dengan alur pada permukaan rotor Savonius yang bernuansa bahwa alur akan mengubah pola aliran fluida, perbedaan tekanan, dan kerugian aerodinamis. Peneliti berharap alur pada rotor akan meningkatkan aerodinamis turbin dan pembangkitan tenaga. Oleh karena itu, penelitian mengenai pengaruh penambahan alur terhadap kinerja motor turbin hidrokinetik Sarvonius masih relevan.

Peningkatan kinerja savonius dengan modifikasi model sudu secara prinsip dapat dilakukan dengan meningkatkan gaya gesek fluida pada sisi maju dan mengurangi gaya gesek pada sisi kembali atau modifikasi lain yang secara prinsip meningkatkan selisih gaya gesek antara sisi cekung dan sisi cembung sudu. (Golecha Kailash, T. I. Eldho, 2012); (Kerikous and Thévenin, 2019) mengemukakan bahwa kinerja rotor savonius dapat ditingkatkan dengan mengurangi gaya gesek fluida pada sudu kembali (*returning blade*) dan atau meningkatkan gaya yang bekerja pada sudu maju (*advancing blade*).

Perubahan model sudu dengan penambahan sirip pada sisi cekung telah dilakukan Pamungkas, dkk. (Pamungkas *et al.*, 2018). Hasil kajian tersebut menyebutkan bahwa penambahan fin menghasilkan peningkatan daya rotor dan peningkatan terbesar dengan penambahan 1 fin. Pengembangan desain blade model lurus dan airfoil pada turbin air savonius telah dilakukan M. Basumatary, dkk., 2018 (Basumatary, Biswas and Misra, 2018). Hasil penelitian tersebut menyebutkan bahwa C_p optimum yang dihasilkan 0,28.

Kajian pada turbin Savonius konvensional sudu 2 dan 3 dibanding model blade bentuk elips telah dilakukan Parak, T. dkk, 2018. Hasil penelitian menyatakan bahwa sudu 2 lebih baik dari sudu3, dan C_p optimum yang dihasilkan adalah sebesar 0,28. (Talukdar *et al.*, 2018).

Optimasi Savonius hidrokinetik dengan modifikasi bentuk sudu berupa



komponen lurus pada sudu dekat poros telah dilakukan Zhang, , dkk. 2019 (Zhang *et al.*, 2019), dimana C_p maksimum. yang dihasilkan 64 pada $TSR = 0,5$.

Penelitian ini dimaksudkan untuk melakukan kajian terkait fenomena peningkatan kinerja rotor Savonius dengan penerapan konsep merubah gaya gesek yang terjadi pada permukaan cekung sudu. Modifikasi blade model savonius memungkinkan merubah gaya drag yang dihasilkan sudu dengan penambahan alur pada permukaan cekung. Alur pada sisi cekung berpengaruh pada peningkatan gaya gesek (*drag force*) karena adanya perbedaan luas permukaan yang berinteraksi dengan fluida maupun terjadinya perubahan pola aliran (Sodjavi, Ravelet and Bakir, 2018); (Ramadhan, Al Anii and Shareef, 2013); dan perubahan gradien tekanan (Arya *et al.*, 2016), sehingga selisih gaya gesek pada sudu maju dan sudu kembali akan semakin besar yang berdampak pada peningkatan putaran rotor yang direferensikan nilai TSR.

Beberapa kajian tentang pengaruh alur pada pelat datar maupun permukaan silinder antara lain eksperimen yang telah dilakukan oleh Wahidi R., dkk., 2005, berupa penambahan alur bujur sangkar lebar 5 mm dengan variasi jarak dan jumlah alur pada pelat datar (Wahidi, Chakroun and Al-Fahed, 2005) Dinyatakan bahwa penambahan alur meningkatkan gaya gesek pada lapisan batas turbulen permukaan halus, Gaya gesek meningkat 5,27 %, untuk pelat dengan alur rangkap peningkatan maksimum terjadi pada alur berjarak 200 mm sebesar 5,15 % sedang untuk jarak alur 400 mm peningkatan gaya gesek sebesar 2,28 %.

Kajian koefisien gesek pada pelat datar secara komputasi dengan berbagai konfigurasi alur empat persegi melintang dilakukan oleh *Ranjan, P.* dkk., (Ranjan, Ranjan and Singh, 2011) Simulasi CFD pada alur dengan lebar 5 mm, kedalaman 5 mm, dengan variasi jarak alur 10, 20, dan 40 kali lebar alur. Dilaporkan bahwa peningkatan drag terjadi pada semua konfigurasi, nilai maksimum sebesar 3,54 % ditemukan pada dinding alur tunggal sedang peningkatan drag terendah pada dinding beralur tiga. Jarak antar alur merupakan penentu intensitas koefisien gesek (C_f), dan jarak relaksasi di hilir alur.

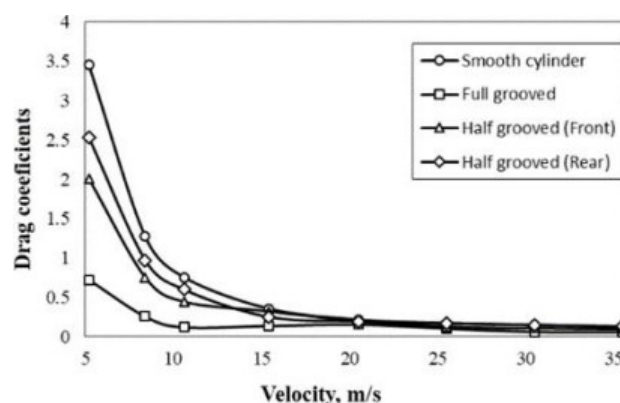
Pengaruh bentuk geometris dan kedalaman alur terhadap karakteristik perpindahan panas juga diteliti oleh *Ramadhan*, dkk., 2013. an bahwa geometri alur mengatur karakteristik perpindahan panas dan da, kinerja perpindahan panas pada tabung dengan alur dangkal lebih



baik dari tabung halus karena keseimbangan antara bilangan Nusselt dan koefisien gesek lebih tinggi. (Ramadhan, Al Anii and Shareef, 2013)

Sutardi dan Ardiansyah, 2016 telah melakukan studi numerik untuk menggambarkan karakter boundary layer pada pelat datar (*smooth wall*) dengan pelat beralur tipe-D dengan lebar alur 4 mm, 10 mm dan 30 mm. Disimpulkan bahwa penambahan alur melintang pada sebuah pelat datar untuk aliran dengan $Re_x = 2,16 \times 10^6$ meningkatkan koefisien drag total sebagai akibat gradien tekanan yang terbentuk diatas alur, dimana peningkatan koefisien drag terendah pada alur 4 mm dibanding lebar alur lainnya.

Kajian secara eksperimental bagaimana pengaruh jumlah alur permukaan terhadap tahanan hidrolis pada aliran *Taylor-Couette* yang sepenuhnya turbulen telah dilakukan Sojavi, dkk, (Sodjavi, Ravelet and Bakir, 2018) Disimpulkan bahwa keberadaan alur pada silinder bagian dalam meningkatkan koefisien gesekan. Efek modulasi aliran yang diinduksi oleh alur menunjukkan adanya perbedaan yang signifikan pada pola aliran dan peningkatan koefisien gesekan dengan bertambahnya jumlah alur.



Gambar 5 Pengaruh kecepatan, V terhadap koefisien drag, CD
(Wan Yahaya et al., 2020)

Kajian pengaruh alur pada permukaan silinder diameter 50 mm, panjang 190 mm telah dilakukan Wan Yahaya, dkk. 2020. Silinder diberi 6 dan 12 alur empat da jarak yang sama dengan kedalaman 3 mm lebar 2 mm. (Wan Yahaya 2020). Dinyatakan bahwa keberadaan alur meningkatkan kekasaran 1 dan menyebabkan lapisan batas mengalami turbulensi pada bilangan



Reynolds yang lebih rendah. Oleh karena itu, pemisahan aliran tertunda dan gelombang menyempit serta mengurangi hambatan tekanan secara signifikan. Hasil penelitian tersebut ditunjukkan secara grafis pada gambar 6.

Dengan menganalisis secara sistematis perilaku aerodinamis dan efisiensi konversi energi model rotor yang ditingkatkan, penelitian ini bertujuan untuk memberikan wawasan tentang potensi peningkatan kinerja turbin hidrokinetik yang dicapai melalui optimalisasi desain bilah dengan alur tambahan. Melalui pengujian eksperimental, studi ini berupaya mengukur peningkatan kinerja turbin yang dihasilkan dari integrasi bilah rotor beralur, sehingga berkontribusi terhadap kemajuan teknologi energi terbarukan yang efisien dan berkelanjutan.

Berdasarkan uraian dan hasil kajian sebelumnya tentang kinerja rotor savonius serta kajian pengaruh alur terhadap karakteristik koefisien drag pada pelat maka penelitian ini diusulkan dengan judul, “**Kinerja model Savonius Sebagai Turbin Air dengan Sudu Cekung beralur** (*Performance of the Savonius model as a water turbine with grooved concave blades*)”.

I.2. Rumusan Masalah

Dari uraian pada latar belakang, disusun rumusan masalah sebagai berikut :

1. Bagaimana karakteristik rotor tipe Savonius sebagai turbin air dengan penambahan alur pada sisi cekung.
2. Bagaimana pengaruh alur terhadap koefisien drag (C_D) pada rotor tipe Savonius.
3. Berapakah alur optimal untuk meningkatkan kinerja rotor tipe Savonius sebagai turbin air.

I.3. Tujuan Penelitian

1. Mengkaji karakteristik rotor savonius dengan sudu tanpa alur dan sudu beralur sebagai turbin air.



Mengkaji pengaruh alur terhadap koefisien drag (C_D) pada rotor tipe savonius.

3. Menemukan alur optimal untuk meningkatkan kinerja rotor tipe Savonius sebagai turbin air.

I.4. Batasan Masalah

Berhubung kompleksitas masalah yang dihadapi, maka model pada penelitian ini mengadopsi beberapa parameter desain utama dari penelitian sebelumnya yang menghasilkan kinerja terbaik. Parameter desain utama yang dimaksud yaitu; jumlah sudu, jumlah tingkatan rotor, overlaps ratio, penggunaan end cap dan aspek ratio, model alur. Selain hal tersebut, kondisi ketersediaan sumber daya untuk pengamatan dan pengukuran menjadi batasan khususnya dalam menentukan dimensi model. Sehingga berdasar kondisi tersebut dilakukan pembatasan sebagai berikut :

1. Model sudu : Savonius konvensional dan modifikasi
2. Parameter desain utama:
 - a. *Aspek ratio (AR)* = 1,02
 - b. *Overlaps ratio (OR)* = 0
 - c. Jumlah tingkatan = 1
 - d. Jumlah sudu = 2
3. Dimensi sudu:
 - a. Tinggi, h = 184 mm
 - b. Diameter, D = 180 mm
 - c. Diameter end cap, D_e = 200 mm
 - d. Tebal, e = 2 mm
 - e. Diameter poros, D_p = 10 mm.
4. Model alur = Empat persegi, arah tegak lurus poros
5. Kedalaman alur, k = 4 mm
6. Lebar alur, L_A = (5.; 7,5 ; 10 ; 12,5 ; 15 ; 17,5) mm
7. Jumlah alur = 0, 5, 6, 7, 8, 10, dan 12.



rimen dilakukan pada aliran terbuka (saluran irigasi) dan *wind tunnel* sebagai variabel bebas pada saluran irigasi:

an bertingkat 0 kg s/d 2,5 kg (Peningkatan 0,5 kg secara periodik)

- b. Putaran bertingkat; (40; 50; 60 dan 70) rpm
 - c. Kecepatan sesuai kebutuhan untuk menghasilkan putaran
10. Input pada *wind tunnel*: kecepatan udara sebesar (3,4,5,6,7,8 dan 9) m/s
11. Sudut putar: 90^0 ; 75^0 ; 60^0 ; 45^0

I.5. Manfaat Penelitian

1. Mendukung upaya pengembangan dan pemanfaatan potensi energi kinetik aliran air sebagai sumber energi terbarukan menjadi solusi alternatif sumber energi masa depan.
2. Hasil penelitian ini diharapkan dapat memberikan kontribusi dalam penerapan sistem konversi energi aliran skala kecil pada daerah yang sulit dijangkau.
3. Hasil penelitian ini diharapkan dapat memberikan kontribusi dalam peningkatan kinerja turbin hidrokinetik savonius.



BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

II.1. Kerangka Konseptual

Secara umum kajian pada fenomena dinamika fluida dapat diselesaikan melalui tiga hukum kekekalan yang menjadi persamaan dasar pengendali yaitu konservasi massa, momentum dan energi. Penerapan ketiga hukum konservasi tersebut merupakan dasar persamaan pembentukan aliran. Analisis aliran fluida dalam penerapannya digunakan volume kendali (integral, skala besar), analisa differensial (differensial, skala kecil), dengan lebih awal dilakukan analisa dimensional.

II.1.1. Kekekalan Massa

Hukum kekekalan massa menyatakan bahwa massa sebuah sistem tetap konstan selagi sistem tersebut bergerak melalui medan aliran (*Munson, B.R., et al., 2013*). Dalam bentuk persamaan, prinsip tersebut dinyatakan :

$$\frac{DM_{sys}}{Dt} = 0 \quad \dots\dots\dots (1)$$

Dengan menggunakan pendekatan volume atur, pernyataan kekekalan massa ditulis :

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{cv} \rho dV + \int_{cs} \rho \mathbf{V} \cdot \mathbf{n} dA = 0 \quad \dots\dots\dots (2)$$

Dimana persamaan tersebut (yang biasa disebut sebagai persamaan kontinuitas) dapat diterapkan pada sebuah volume atur sehingga (cv), yang dibatasi oleh permukaan atur (cs).

Dalam bentuk differensial, persamaan kekekalan massa dituliskan:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad \dots\dots\dots (3)$$

Persamaan 3 berlaku untuk aliran stedi dan unsted, serta kompresibel atau ibel. Dalam notasi vektor, persamaan 2.3 dapat ditulis sebagai:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \mathbf{V} = 0 \quad \dots\dots\dots (4)$$



Pernyataan yang sering digunakan untuk laju aliran massa, melalui sebuah bagian dari permukaan atur dengan luas A adalah :

$$\dot{m} = \rho Q = \rho AV \dots\dots\dots (5)$$

dimana ρ adalah densitas, Q adalah laju aliran volume, dan V adalah komponen kecepatan fluida yang tegak lurus bidang A .

II.1.2. Kekekalan Momentum

Hukum Kedua Newton dari gerak sebuah sistem menyatakan bahwa laju perubahan terhadap waktu dari momentum linear sistem sama dengan jumlah dari gaya-gaya yang bekerja pada sistem. Karena momentum adalah massa dikalikan dengan kecepatan, maka momentum dari sebuah partikel kecil adalah massa ρdV (Munson *et al.*, 2013). Jadi, momentum dari seluruh sistem adalah $\int_{sys} V \rho dV$ dan hukum II Newton menjadi :

$$\frac{D}{Dt} \int_{sys} V \rho dV = \Sigma F_{sys} \dots\dots\dots (6)$$

Dimana :

$$F_{sys} = \Sigma F_{kandungan\ volume\ atur\ yang\ berhimpit}$$

Maka:

$$\frac{D}{Dt} \int_{sys} V \rho dV = \Sigma F_{sys} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{cv} \rho dV + \int_{cs} V \rho V \cdot n dA = 0 \dots\dots\dots (7)$$

Laju perubahan terhadap waktu dari momentum system linear	=	Laju perubahan terhadap waktu dari momentum linear kandungan volume atur	+	Laju aliran netto dari momentum linear melewati permukaan atur
--	---	---	---	---

Untuk volume atur yang tetap (yang inersial) dan tidak berdeformasi, persamaan menjadi:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{cv} V \rho dV + \int_{cs} V \rho V \cdot n dA = \Sigma F_{kandungan\ volume\ atur} \dots\dots\dots (8)$$

sebagai persamaan momentum linier. Dalam bentuk persamaan ini, persamaan momentum dapat dituliskan dengan :



$$d\vec{F} = d \frac{D\vec{V}}{Dt} dm \left[u \frac{\partial \vec{V}}{\partial x} + v \frac{\partial \vec{V}}{\partial y} + w \frac{\partial \vec{V}}{\partial z} + \frac{\partial \vec{V}}{\partial t} \right] \dots\dots\dots (9)$$

Persamaan 9 merupakan persamaan momentum linear untuk tiga dimensi. Dalam penerapannya untuk kondisi aliran steady satu dimensi, dapat ditulis dengan :

$$F = m \frac{dV}{dt} \dots\dots\dots (10)$$

Dimana F adalah total gaya yang dapat dihasilkan oleh suatu massa m, yang bergerak pada kecepatan dv dengan waktu dt atau percepatan $\frac{dV}{dt}$.

II.1.3. Persamaan Energi – Hukum Pertama Termodinamika

Hukum pertama termodinamika untuk sebuah sistem dinyatakan dengan:

<i>Laju perubahan terhadap waktu dari energi total tersimpan dari suatu sistem</i>	=	<i>Laju netto pertambahan perpindahan energidari kalor kedalam sistem</i>	+	<i>Laju netto pertambahan energi dari kerja yang dipindahkan kedalam sistem</i>
--	---	---	---	---

Dalam bentuk simbolik, pernyataan ini menjadi:

$$\frac{D}{Dt} \int_{sys} e \rho dV = (\Sigma Q_{ke\ dalam} - \Sigma Q_{ke\ luar})_{sys} + (\Sigma W_{ke\ dalam} - \Sigma W_{ke\ luar})_{sys}$$

Atau;

$$\frac{D}{Dt} \int_{sys} e \rho dV = Q_{ke\ dalam\ netto} + W_{ke\ dalam\ netto} \dots\dots\dots (11)$$

Dimana e, adalah energi total tersimpan per satuan massa dari setiap partikel di dalam sistem:

$$e = u + \frac{V^2}{2} + gz \dots\dots\dots (12)$$

Berdasarkan persamaan volume atur, untuk hukum pertama termodinamika dinyatakan sebagai:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{cv} e \rho dV + \int_{cs} e \rho V \cdot \hat{n} dA = (Q_{ke\ dalam\ netto} + W_{ke\ dalam\ netto})_{cv} \dots\dots\dots (13)$$

Laju perpindahan kerja W disebut juga *daya*, adalah positif jika kerja oleh lingkungan sekitar pada kandungan volume atur. Dalam banyak ja dipindahkan melintasi permukaan atur melalui sebuah poros yang seperti turbin, kipas, dan baling-baling, sebuah poros yang berputar



memindahkan kerja melintasi bagian permukaan atur yang mengiris poros tersebut. Untuk sebuah poros yang berotasi, perpindahan daya, W poros, berkaitan dengan torsi poros yang menyebabkan putaran, T poros, dan kecepatan angular dari poros, dengan hubungan:

$$W_{\text{poros}} = \tau_{\text{poros}} \times \omega \dots\dots\dots (14)$$

$$W_{\text{poros}} = \sum W_{\text{poros ke dalam}} - \sum W_{\text{poros keluar}} \dots\dots\dots (15)$$

Dengan menggunakan informasi yang telah dikembangkan mengenai daya, kita dapat menyatakan hukum pertama termodinamika untuk kandungan volume atur yaitu:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{cv} e \rho dV + \int_{cs} e \rho V \cdot \hat{n} dA = \dot{Q}_{\text{net in}} + W_{\text{shaft net in}} - \int_{cs} p V \cdot \hat{n} dA \dots (16)$$

Apabila persamaan untuk energi tersimpan total (persamaan 2-12) ditinjau dengan persamaan (2-16), kita mendapatkan persamaan energi:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{cv} e \rho dV + \int_{cs} \left(u + \frac{p}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gz \right) \rho V \cdot \hat{n} dA = \dot{Q}_{\text{net in}} + W_{\text{shaft net in}} \dots (17)$$

Berdasarkan rata-rata waktu untuk aliran satu dimensi, siklis dan melibatkan hanya satu arus fluida masuk dan keluar volume atur, diperoleh persamaan:

$$\dot{m} \left[h_{\text{out}} - h_{\text{in}} + \left(\frac{p}{\rho} \right)_{\text{out}} - \left(\frac{p}{\rho} \right)_{\text{in}} + \frac{V_{\text{out}}^2 - V_{\text{in}}^2}{2} + g(z_{\text{out}} - z_{\text{in}}) \right] = \dot{Q}_{\text{net in}} + W_{\text{shaft net in}} \dots\dots\dots (18)$$

Persamaan 18 disebut persamaan energi satu dimensi untuk aliran stedi secara rata-rata. Persamaan ini berlaku untuk aliran-aliran kompressibel dan inkompressibel. Dengan mensubstitusi komponen energi dalam (u) dan komponen $\left(\frac{p}{\rho}\right)$ menjadi entalpi yang dinyatakan dengan $h = u + \frac{p}{\rho}$, Maka persamaan energi (2.18) satu dimensi aliran stedi secara rata-rata menjadi:

$$\dot{m} \left[h_{\text{out}} - h_{\text{in}} + \frac{V_{\text{out}}^2 - V_{\text{in}}^2}{2} + g(z_{\text{out}} - z_{\text{in}}) \right] = \dot{Q}_{\text{net in}} + W_{\text{shaft net in}} + \dots$$

Persamaan ini sering digunakan untuk menyelesaikan persoalan aliran bel. Jika aliran stedi, satu dimensi, dan hanya terdapat satu aliran yang maka kerja poros adalah nol sehingga persamaan 19 menjadi :



$$\dot{m} [\dot{h}_{out} - \dot{h}_{in} + \frac{V_{out}^2 - V_{in}^2}{2} + (p_{out} - p_{in}) \frac{1}{\rho} + g(z_{out} - z_{in}) + \dot{Q}_{net in}] = 0 \quad (20)$$

Untuk menggambarkan perubahan energi yang berguna dan kehilangan energi (losses), persamaan 20 dapat ditata ulang melalui substitusi komponen entalpi (h) sehingga :

$$\dot{m} [\dot{h}_{out} - \dot{h}_{in} + \frac{V_{out}^2 - V_{in}^2}{2} + \frac{p_{out} - p_{in}}{\rho} + g(z_{out} - z_{in}) + \dot{Q}_{net in}] = 0 \quad (21)$$

Dengan membagi persamaan 21 dengan laju aliran massa ($\dot{m}$) dan menata pengelompokan komponen maka :

$$[\frac{V_{out}^2}{2} - \frac{V_{in}^2}{2} + \frac{p_{out} - p_{in}}{\rho} + g(z_{out} - z_{in})] = \dot{h}_{in} - \dot{h}_{out} - \dot{Q}_{net in} \quad (22)$$

Pada persamaan 22, komponen sebelah kiri tanda sama dengan dikenal sebagai energi yang berguna, sedang komponen sisi kanan sebagai energi yang hilang atau kerugian energi. (Munson *et al.*, 2013) Nilai dari komponen energi yang hilang memiliki dua opsi yaitu;

$\dot{h}_{in} - \dot{h}_{out} - \dot{Q}_{net in} = 0$ untuk Aliran inkompresibel tanpa gesekan, dan untuk aliran inkompresibel dengan gesekan, $\dot{h}_{in} - \dot{h}_{out} - \dot{Q}_{net in} > 0$.

Untuk memudahkan, persamaan 22. sering ditulis dalam bentuk yang lebih sederhana dengan :

$$\frac{V_{out}^2}{2} + \frac{p_{out}}{\rho} + g z_{out} = \frac{V_{in}^2}{2} + \frac{p_{in}}{\rho} + g z_{in} + \text{losses} \quad \dots\dots\dots (23)$$

II.2. Turbin Hidrokinetik

II.2.1. Konsep Turbin Hidrokinetik

Teknologi hidrokinetik memungkinkan meningkatnya sumber energi terbarukan dari semua pergerakan air untuk dirubah menjadi energi mekanis yang selanjutnya dapat dikonversi menjadi energi listrik tanpa membangun bendungan atau waduk yang membutuhkan investasi relative besar.

Air yang bergerak memiliki energi hidrostatik dan hidrokinetik. Hidrostatik energi potensial dari massa air sehubungan dengan posisi elevasinya tanah referensi. Untuk pemanfaatan energi hidrostatik, secara umum dibangun bendungan atau waduk sebagai wadah menyimpan dan pengendalian



sejumlah air untuk memperoleh hasil yang optimal. Optimalisasi manfaat energi aliran air dapat dilakukan melalui penerapan teknologi hidrkinetik yaitu mengekstraksi enegi kinetik pada berbagai sumber aliran yang tidak memiliki perbedaan elevasi ekstrim aliran. Potensi tenaga air sungai yang mengalir dari daerah elevasi tinggi menuju laut memiliki energi sangat besar berupa energi potensial dari perbedaan elevasi aliran air dan energi kinetik dari volume aliran. Tidak semua sungai memiliki daerah aliran dengan perbedaan ekstrim, dan meskipun ada biasanya terletak di pegunungan yang kadang-kadang cukup jauh dan sulit dijangkau, serta memerlukan bendungan dan infrastruktur dengan biaya investasi yang besar untuk pemanfaatan energi potensialnya. Sehingga pada kondisi yang demikian, penerapan teknologi turbin hidrokinetik dapat menjadi salah satu alternatif untuk optimalisasi manfaat energi dari aliran sebagai sumber energi listrik

Hidrokinetik adalah energi kinetik dari massa air karena pergerakannya. Jumlah energi hidrokinetik yang terkandung dalam massa air tergantung pada kecepatan air. Ada dua jenis energi hidrokinetik yang dihasilkan pergerakan air yaitu berbasis gelombang dan berbasis arus yang dapat ditemukan di aliran sungai, saluran air buatan, saluran irigasi, kepala bendungan / tailrace dll. Turbin yang mengubah energi kinetik dari arus air yang mengalir menjadi tenaga mekanis disebut sebagai turbin hidrokinetik. Secara teoritis (A. Kumar, R.P. Saini, 2016), tenaga hidrokinetik dapat dinyatakan sebagai :

$$P_{teoritis} = \frac{1}{2} \rho A V^3 \quad \dots\dots\dots (24)$$

Dimana $P_{teoritis}$ adalah daya turbin, densitas air (ρ), luas permukaan (A), dan kecepatan aliran (V). Hanya sebagian kecil dari energi kinetik dalam air yang melewati penampang turbin yang dapat ditangkap atau diekstraksi. Fraksi ini dikenal sebagai koefisien daya, C_P yang dinyatakan sebagai :

$$P_{capture} = C_P P_{teori} \quad \dots\dots\dots (25)$$

$$P_{capture} = C_P \cdot \frac{1}{2} \rho A V^3 \quad \dots\dots\dots (26)$$



ra teori, koefisien daya rotor mempunyai nilai optimum sebesar 0,593 nal dengan “nilai batas Betz” (Schubel and Crossley, 2012). Koefisien

daya (C_p) dari suatu turbin hidrokinetik tergantung pada tip-speed ratio (TSR) atau disimbolkan dengan λ dan didefinisikan sebagai perbandingan kecepatan ujung sudu (*blade*) dengan kecepatan air yang mengalir atau dalam bentuk persamaan :

$$TSR = \lambda = \frac{\text{kecepatan ujung sudu}}{\text{kecepatan aliran air}} = \frac{\omega \cdot R}{V} \dots\dots\dots (27)$$

Dimana ω adalah kecepatan sudut putaran sudu, R adalah jari-jari sudu, dan V adalah kecepatan aktual aliran.

Hubungan TSR dan C_p dapat dipahami secara intuitif, jika sudu berputar terlalu lambat maka sebagian besar air akan melewatinya tanpa tertangkap sudu, namun jika berputar terlalu cepat maka sudu akan selalu bergerak seperti material pejal maka air yang melaluinya tidak dapat masuk ke ruang antar sudu. Harus ada selang waktu yang cukup antara sudu maju dan sudu kembali sehingga air dapat masuk dalam ruang antar sudu agar daya dari aliran berkesinambungan menghasilkan daya mekanis pada sudu.

II.2.2. Klasifikasi Turbin Hidrokinetik

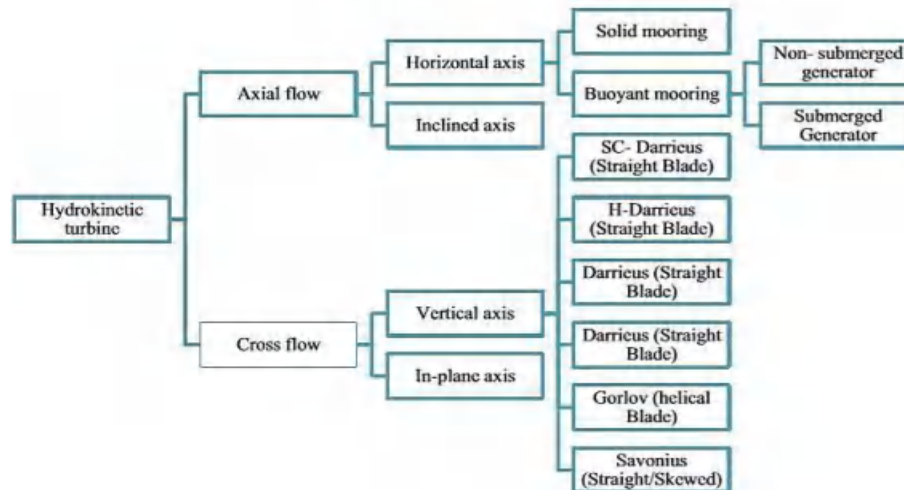
Konsep turbin hidrokinetik adalah turbin yang mengekstraksi energi kinetik aliran air tanpa struktur sipil yang besar. Berbeda dengan turbin konvensional seperti turbin Pelton, Francis, dan Kaplan yang memanfaatkan energi potensial aliran (energi hidrostatik), dalam operasionalnya membutuhkan bangunan dan struktur sipil yang besar dengan biaya investasi yang besar pula.

Mirip turbin angin savonius, jenis desain turbin hidrokinetik savonius cukup variatif. Berdasarkan orientasi sumbu rotor terhadap arah aliran air, turbin hidrokinetik secara umum diklasifikasi dalam dua kategori yaitu turbin aliran aksial dan turbin cross flow (Vermaak H.J., et al, 2014).

Turbin aliran aksial adalah turbin dengan sumbu rotor yang parallel dengan aliran air dan menggunakan sudu tipe baling-baling (*propeller*) yang terdiri dari dua atau tiga sudu. Turbin sumbu vertikal memiliki sumbu rotor orthogonal untuk tetapi sejajar dengan permukaan air. Turbin yang termasuk tipe sumbu aksial adalah Savonis, Gorlov, Darieus, H-Darieus, squirrel Cage dan In-plane



axis. Klasifikasi tipe turbin hidrokinetik menurut A. Kumar, R.P.Saini, 2016 nampak pada gambar 7

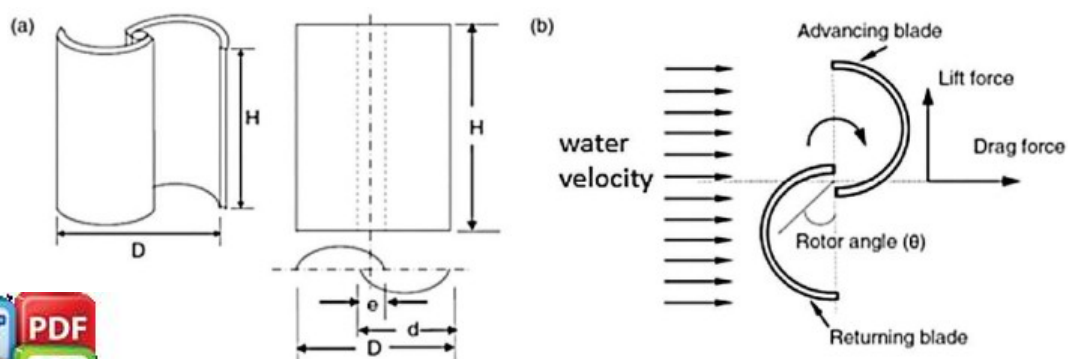


Gambar 6 Klasifikasi Turbin Hidrokinetik (A. Kumar, R.P.Saini, 2016)

. Turbin hidrokinetik tipe Savonius geometrinya sederhana dan konstruksinya murah untuk diproduksi. Dibanding dengan turbin hidrokinetik lainnya, tipe Savonius memiliki torsi awal yang tinggi, dapat berputar pada kecepatan aliran lebih rendah dibanding jenis turbin hidrokinetik lainnya namun kelemahan utamanya ialah kinerja yang rendah (Wahyudi *et al.*, 2013)

II.2.3. Rotor Model Savonius

Rotor Savonius dikembangkan pertama kali oleh J. Savonius pada tahun 1920-an. Model Savonius dibentuk dari silinder yang dipotong simetris pada sumbu menjadi dua bagian dan disusun menyilang membentuk permukaan cembung dan cekung (Savonius, 1925).



Gambar 7 Gaya drag (FD) dan gaya lift (FL) pada rotor Savonius (sumber : Kumar, Anuj; Saini,R.P.,2016)



Penggunaan model Savonis pada awal pengembangannya lebih dominan digunakan sebagai rotor pada turbin angin, namun akhir-akhir ini model tersebut mulai banyak digunakan sebagai rotor pada turbin air untuk mengekstraksi energi kinetik aliran yang dikenal dengan nama “*Turbin hidrokinetik Savonius*” (Talukdar P. K., et al, 2018).

Rotor savonius pada prinsipnya berputar akibat perbedaan gaya drag aliran yang bekerja pada sudu-sudunya, namun gaya lift juga dapat berkontribusi terhadap daya mekanis yang ditransmisikan ke poros (Irabu and Roy, 2011); (Pudur and Gao, 2015). Kedua gaya aerodinamis yaitu gaya drag dan gaya lift yang bekerja pada sudu rotor savonius dapat dilihat pada gambar 8. Gaya hambat (*drag force*, F_D) dan gaya angkat (*lift force*, F_L) yang bekerja pada rotor savonius bergantung pada faktor densitas fluida (ρ), kecepatan fluida, ukuran, bentuk, dan tata letak dari benda terhadap arah aliran fluida kerja. Adapun drag force dan lift force dirumuskan dengan :

$$F_D = C_D \cdot \frac{1}{2} \rho A V^2 \quad \dots\dots\dots (28)$$

$$F_L = C_L \cdot \frac{1}{2} \rho A V^2 \quad \dots\dots\dots (29)$$

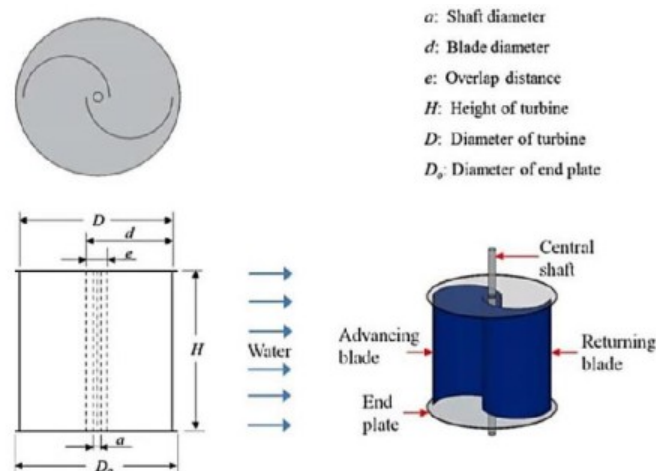
Korelasi faktor-faktor gaya drag, gaya lift, densitas fluida, kecepatan aliran, luas permukaan serta besar gaya yang bekerja dinyatakan dengan parameter tanpa dimensi oleh (Cimbala, 2014) dalam koefisien drag (C_D) dan koefisien lift (C_L) dengan rumusan :

$$C_D = \frac{F_D}{\frac{1}{2} \rho A V^2} \quad \dots\dots\dots (30)$$

$$C_L = \frac{F_L}{\frac{1}{2} \rho A V^2} \quad \dots\dots\dots (31)$$

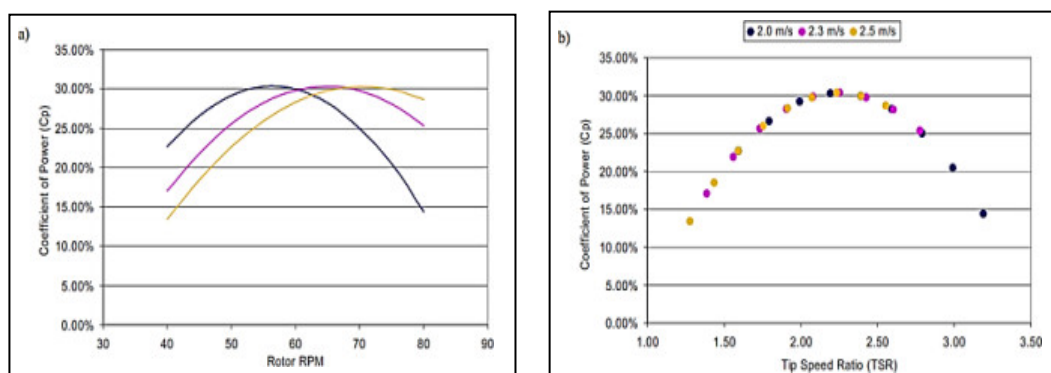
Dimana A adalah luas permukaan yang diproyeksikan pada bidang normal benda ke arah aliran, F_D adalah gaya drag pada rotor, F_L adalah faya lift, densitas fluida (ρ), dan kecepatan aliran (V). Koefisien drag dan lift adalah fungsi primer dari bentuk benda, tapi dalam beberapa kasus juga bergantung pada bilangan Reynolds dan kekasaran permukaan. Parameter karakteristik rotor savonius dengan sudu berbentuk setengah lingkaran dapat dilihat pada gambar 9.





Gambar 8 Profil rotor savonius dua sudu
(Sumber, Parag K. Talukdar, et al. 2018)

Rotor turbin air maupun turbin angin savonius mengekstraksi daya aliran karena rotor tersebut menurunkan kecepatan aliran. Suatu rotor yang diam tidak menghasilkan daya sama sekali, demikian pula bila putaran rotor tersebut berputar sangat cepat karena aliran diblok secara sempurna oleh rotor sehingga tidak menghasilkan daya (rotor bersifat sebagai piringan pejal). Sehingga terdapat putaran optimum dimana daya yang diekstraksi adalah maksimum (Himran, 2017). Fenomena demikian mensyaratkan bahwa daya yang dihasilkan rotor sebagai fungsi putaran pada kecepatan angin atau tertentu.



Gambar 9 (a) Daya sebagai fungsi putaran dan (b) sebagai fungsi TSR
(sumber, Pham, Long, 2014)

Korelasi antara koefisien daya C_p , TSR dan putaran sudu dapat gambarkan pada Gambar 10. Pada kecepatan aliran yang berbeda, titik daya maksimum terjadi pada TSR yang berbeda (gambar 10.a), namun titik daya maksimum terjadi pada TSR tetap (gambar 10.b). TSR optimal hanya tergantung pada konstruksi mekanik turbin itu



sendiri yaitu komponen jumlah sudu, diameter, jumlah tingkatan sudu, dan komponen lainnya.

Untuk penyederhanaan, hubungan daya, torsi dan putaran dinyatakan dalam parameter tak berdimensi dengan relasi sebagai berikut (Ibrahim, Djanali and Ikhwan, 2020) :

$$\text{Koefisien Daya : } C_p = \frac{P}{\frac{1}{2} \rho A V^3} \quad \dots\dots\dots (32)$$

$$\text{Koefisien torsi : } C_T = \frac{T}{\frac{1}{2} \rho A R V^2} \quad \dots\dots\dots (33)$$

Korelasi koefisien daya C_p , koefisien torsi C_T dengan rasio kecepatan ujung TSR atau λ (Persamaan 27, 32, dan 33) menghasilkan suatu persamaan :

$$C_P = C_T \cdot \lambda \quad \dots\dots\dots (34)$$

Selain itu terdapat parameter sekunder yang berpengaruh terhadap ratio kecepatan ujung (*tip speed ratio*) yaitu panjang chord (C), jari-jari sudu (R), dan jumlah sudu (N). Hubungan ketiga parameter tersebut dikenal sebagai solidity factor (σ) dan dinyatakan dalam relasi :

$$\sigma = \frac{N \cdot C}{R} \quad \dots\dots\dots (35)$$

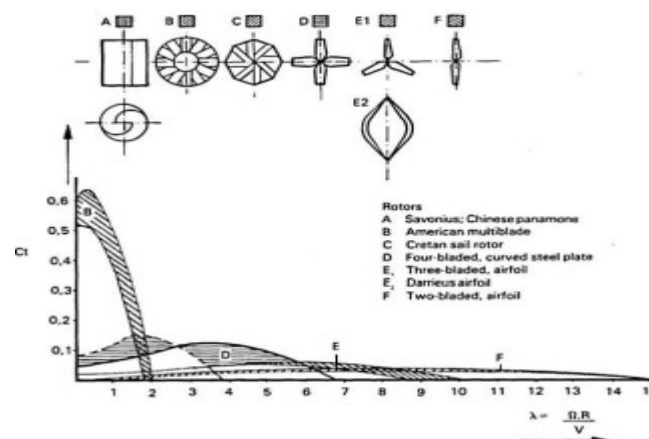
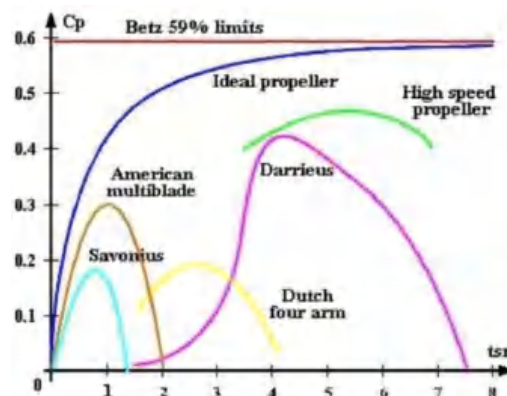


Fig. 10 Torsi (CM) sebagai fungsi ratio kecepatan ujung (λ). (Himran, 2018)



Gambaran relasi dari C_p , C_M , dan TSR atau λ sifat rotor dengan dimensi yang berbeda pada kecepatan angin yang berbeda dapat direduksi menjadi kurva $C_p - \lambda$, dan kurva $C_M - \lambda$ sebagaimana ditunjukkan pada gambar 11. Gambar tersebut menunjukkan bahwa rotor sudu banyak beroperasi pada ratio kecepatan ujung (λ) rendah sedang rotor sudu 2 dan 3 beroperasi ratio kecepatan ujung yang tinggi. Review terhadap hasil capaian koefisien daya berbagai tipe rotor yang digunakan mengekstraksi energi kinetik aliran dengan berbagai modifikasi untuk memperoleh koefisien daya optimum telah dilakukan (Ibrahim, Ismail and Mohamed, 2018)



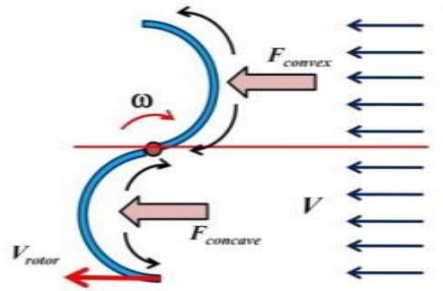
Gambar 11 Relasi Koefisien daya (C_p) dengan TSR beberapa jenis rotor
(sumber : Ibrahim, W. at al, 2018)

Karakteristik dari beberapa jenis rotor ditunjukkan pada gambar 12, dimana C_p sebagai fungsi TSR. Salah satu hal yang nampak bahwa C_p rotor savonius lebih kecil dari rotor jenis lainnya, namun pada kenyataannya tidak ada model yang C_p -nya mencapai nilai batas Betz.

II.2.4. Gaya dan Kecepatan Rotor Savonius

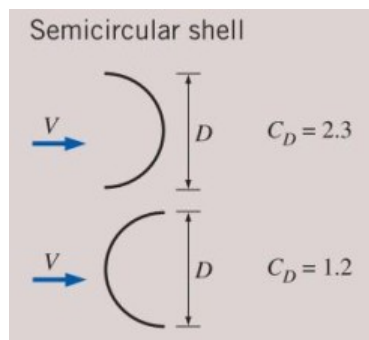
Rotor savonius memperoleh gaya dorong sehingga dapat berputar karena adanya selisih gaya drag yang terjadi pada sudu. Perbedaan gaya tersebut diakibatkan geometri sudu yang menghadap aliran berbeda, yaitu cekung dan cembung. Gaya-gaya yang bekerja pada rotor Savonius ditunjukkan gambar 13.





Gambar 12 Gaya pada permukaan sudu savonius

(Cimbala, 2014) menunjukkan perbedaan gaya yang terjadi pada permukaan sudu dinyatakan dengan parameter tanpa dimensi koefisien gesek, C_D . Yaitu geometri sudu cekung mempunyai C_D sebesar 2,3 sedangkan geometri sudu cembung 1,2. (gambar 14)



Gambar 13 Nilai C_D sudu Savonius
(sumber; Cimbala 2014)

Berdasarkan kaidah impuls maka besar gaya yang terjadi pada sudu adalah hasil perkalian antara kecepatan aliran dengan massa persatuan waktu yang menerpa sudu (Dietzel, 1996) dengan rumusan sebagai berikut :

$$F = \dot{m} \cdot (V_1 - V_2) \quad \dots\dots\dots (36)$$

Dimana :

F = Gaya pada sudu (N)

$\dot{m}$ = Laju aliran massa (kg/s)

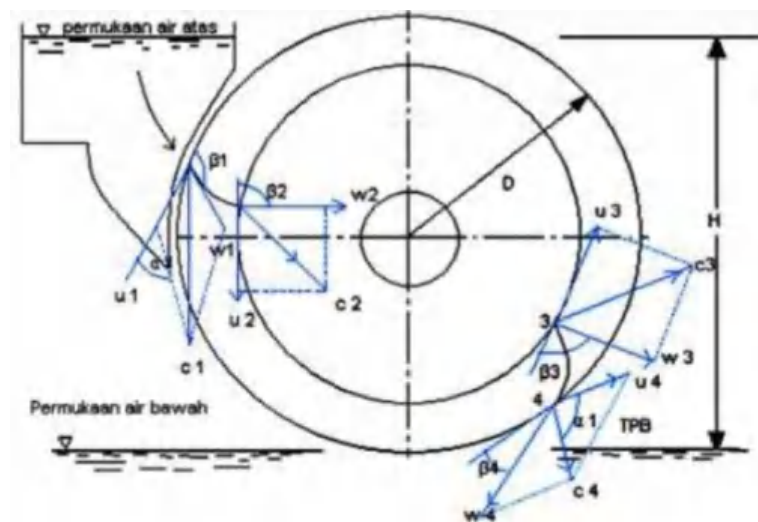
V_1 = Kecepatan depan sudu (m/s)

V_2 = Kecepatan belakang sudu (m/s)



amaan 36 menunjukkan bahwa hanya dua parameter yang menentukan yang terjadi pada sudu yaitu laju aliran massa dan kecepatan aliran.

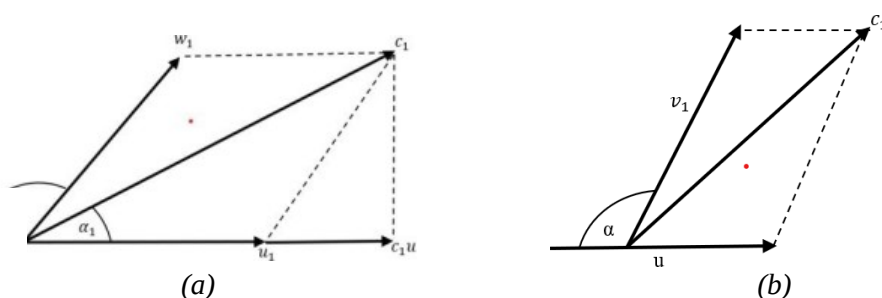
Kecepatan aliran sebagai salah satu faktor yang menentukan besar kecilnya gaya yang dihasilkan sudu, sehingga resultante kecepatan terbesar akan menghasilkan momentum terbesar. Hal ini menunjukkan agar selisih kecepatan menumbuk sudu dengan kecepatan meninggalkan sudu sedapat mungkin kecil agar menghasilkan resultante besar.



Gambar 14 Kecepatan aliran masuk dan keluar pada turbin crossflow
(sumber ; Subagyo and Basir 2019)

Kecepatan putar sudu savonius dapat dilakukan dengan analisa segitiga kecepatan yang terjadi pada sudu, yaitu penggambaran komponen kecepatan pada sudu dengan putaran dan kecepatan tertentu. Penggambaran kecepatan sudu savonius dilakukan melalui pendekatan analisa segitiga kecepatan turbin crossflow yang bentuk sudu yang mirip (Subagyo and Basir, 2019).

Gambar 16 memperlihatkan segitiga kecepatan aliran masuk dan keluar pada turbin cross flow.



Gambar 15 (a) segitiga kecepatan crossflow, (b) Segitiga kecepatan Savonius
(sumber ; Subagyo and Basir 2019)



Berdasarkan segitiga kecepatan yang ditunjukkan pada gambar 10 maka kecepatan pada sudu savonius dapat dihitung dengan persamaan (Subagyo and Basir, 2019) :

$$C_1^2 = V_1^2 + u^2 + 2V_1 u \cos(180-\alpha) \dots\dots\dots (37)$$

Dimana :

C_1 = Kecepatan blade (m/s)

V_1 = Kecepatan aliran (m/s)

u = Kecepatan tangensial (m/s)

α = sudut asimuth

II.2.5. Head Efektif Rotor Savonius

Head pada rotor savonius merupakan besarnya tekanan yang terjadi pada rotor akibat aliran fluida. Total head atau head efektif (H_e) yang terjadi pada sudu diuraikan atas komponen head yang bersumber dari perbedaan elevasi aliran yang disebut sebagai head statis (H_s) dan head akibat kecepatan aliran yang disebut sebagai head dinamis (H_D) yang dalam persamaan :

$$H_s = m \cdot g \cdot Z \dots\dots\dots (38)$$

Dimana :

H_s = Head statis (m)

g = percepatan grafitasi Bumi (m/s^2)

m = massa fluida (kg)

Sedangkan head dinamis ditulis dengan persamaan :

$$H_D = \frac{V^2}{2 \cdot g} \dots\dots\dots (39)$$

Dimana :

H_D = Head dinamis (m)

g = percepatan grafitasi Bumi (m/s^2)

V = kecepatan aliran (m/s)



Aliran yang bekerja pada rotor savonius berada pada elevasi yang sama, maka efek head statis diabaikan, sehingga hanya terdapat efek head dinamis yang menjadi sumber tekanan. Dengan demikian daya mekanis yang dihasilkan rotor Savonius hanya bersumber dari head dinamis sehingga head efektif (H_e) yang terjadi pada rotor savonius dinyatakan dengan :

$$H_e = \frac{v^2}{2.g} \dots\dots\dots (40)$$

II.2.6. Torsi dan Daya Rotor Savonius

Torsi adalah momen gaya yang terjadi pada rotor akibat kecepatan dan massa aliran yang menerpa rotor, sehingga dapat dihitung dengan persamaan :

$$r = F . r \text{ (N.m)} \dots\dots\dots (41)$$

Dimana :

r = Torsi (N.m)

F = Gaya output (kg)

r = jari-jari poros (m)

Daya input yang terjadi pada rotor merupakan besar energi kinetik yang terdapat dalam aliran persatuan waktu. Oleh (Fritz Dietzel); (Luther Sule) nilai daya input dinyatakan dengan persamaan :

$$P_{in} = \rho . g . Q . H \dots\dots\dots (42)$$

Dimana :

P_{in} = Daya air (W)

ρ = massa jenis fluida (Kg/m^3)

g = percepatan grafitasi Bumi (m/s^2)

H = Head aliran (m)

Q = Debit aliran (m^3/s)

Daya output (P_o) yang dihasilkan rotor adalah nilai daya input yang mampu tor, dan merupakan perkalian antara torsi (τ) dengan kecepatan putaran yang oleh Fritz Dietzel dinyatakan dengan persamaan :

$$= r . \omega \text{ (W)} \dots\dots\dots (43)$$



Dimana :

P_o = Daya air (W)

r = Torsi (N.m)

ω = Kecepatan putar sudut (rad/s)

II.2.7. Bilangan Reynolds (Re)

Salah satu parameter tanpa dimensi yang umum digunakan dalam dinamika fluida adalah bilangan Reynolds (Re) yaitu perbandingan gaya inersia dengan gaya kekentalan fluida (Munson *et al.*, 2013). Untuk penggunaan pada geometri berbentuk silinder, Re ditulis dengan persamaan :

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} = \frac{V \cdot D}{u} \dots\dots\dots (44)$$

dimana :

Re = Bilangan Reynolds

D = Diameter (m)

V = Kecepatan fluida (m/s)

ρ = Massa jenis fluida (kg/m³)

u = Viskositas kinematik (m²/s)

μ = Viskositas dinamik (N.s/m²)

II.3. Keterbaruan

Model sudu merupakan salah satu parameter desain utama yang mempengaruhi kinerja rotor savonius, karena berdampak pada produktifitas gaya gesek masing-masing model. Rotor savonius yang prinsip kerjanya akibat selisih gaya gesek pada permukaan sudu maju dan sudu kembali, sehingga model sudu menjadi kontributor utama terjadinya putaran. Dengan demikian peningkatan kinerja savonius secara prinsip dapat dilakukan dengan meningkatkan gesekan fluida pada sisi maju dan mengurangi gesekan fluida pada sisi kembali atau modifikasi lain yang secara prinsip meningkatkan selisih gaya gesek antara sisi cekung dan sisi cembung sudu.



Pembuatan alur pada sudu sisi cekung merupakan suatu modifikasi baru untuk meningkatkan kinerja turbin air tipe savonius. Keberadaan alur pada sisi cekung akan berdampak pada peningkatan gaya gesek (*drag force*) model savonius

karena adanya perbedaan luas permukaan yang berinteraksi dengan fluida dan perubahan pola aliran pada permukaan sudu beralur.

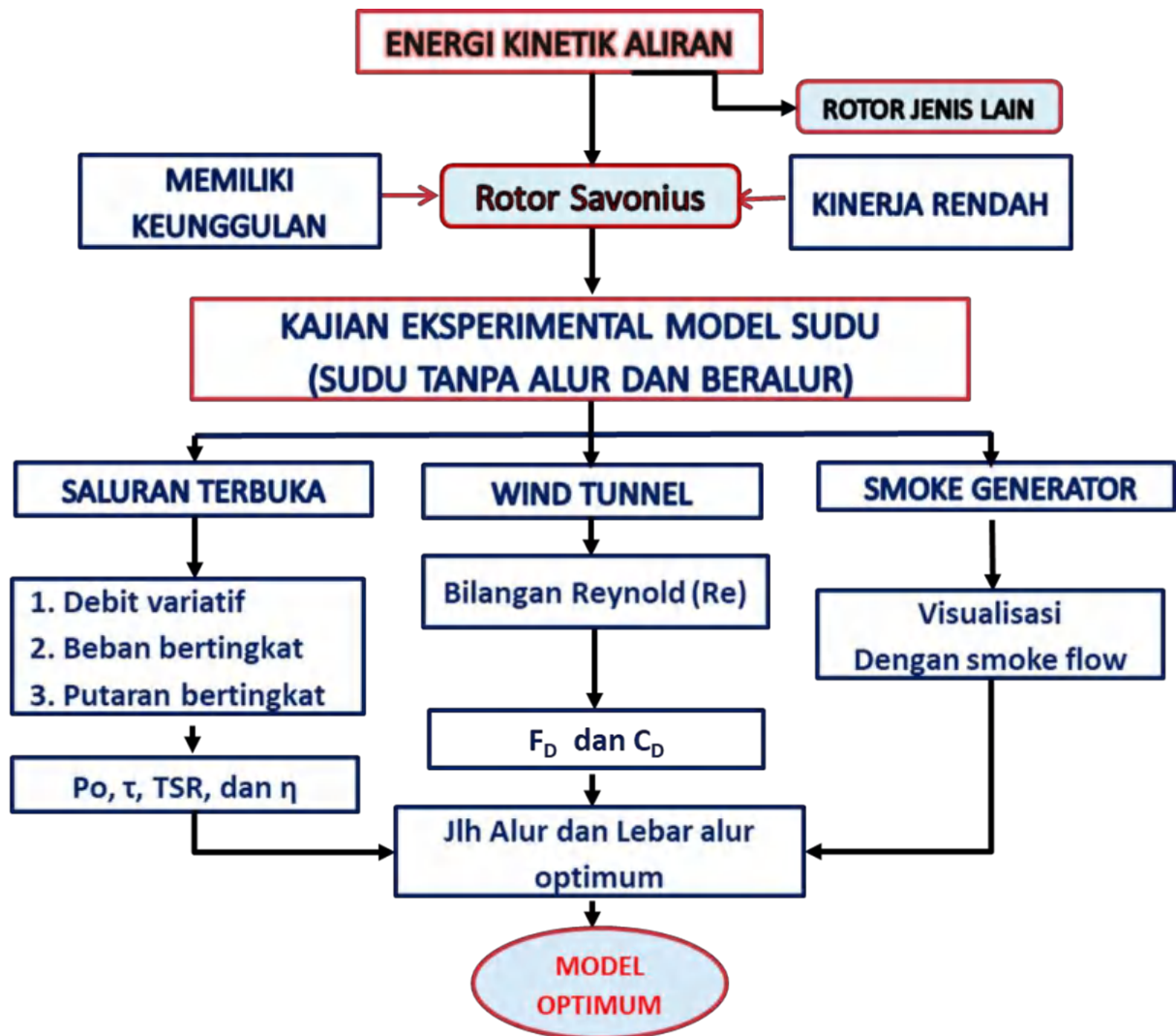
Efek perubahan pola aliran ialah distribusi gaya yang terjadi pada pertemuan antar muka sudu dengan aliran fluida. Gaya tersebut dapat gambarkan sebagai tegangan geser dinding (τ_w) yaitu tegangan permukaan akibat efek viskositas dan tegangan normal (τ_n) akibat tekanan. Efek resultan keseluruhan tegangan geser dan tekanan yaitu gaya resultan dalam arah yang sama dengan kecepatan disebut sebagai gaya drag, F_D (gaya seret), dan gaya resultan yang tegak lurus arah kecepatan sebagai gaya lift, F_L (gaya angkat)(Nasaruddin Salam, 2021).

Keterbaruan penelitian ini terletak pada modifikasi model sudu berupa penambahan alur pada salah satu sisi dari sudu yaitu pada permukaan cekung sudu. Penambahan sejumlah alur dapat meningkatkan gaya gesek pada permukaan, sehingga selisih gaya gesek pada sudu maju dan sudu kembali akan semakin besar dan akan berdampak pada peningkatan kecepatan putaran rotor (ω). Peningkatan kecepatan putar akibat penambahan alur dengan jumlah dan lebar yang tepat, atau dengan konfigurasi optimum dapat menghasilkan peningkatan kinerja turbin air model rotor savonius.

Hipotesis utama penelitian ini adalah bahwa mengintegrasikan alur tambahan pada bilah rotor turbin Savonius akan menghasilkan peningkatan parameter kinerja turbin seperti efisiensi, koefisien drag, rasio kecepatan tip (TSR), dan kemampuan ekstraksi energi. Secara khusus, hipotesis menyatakan bahwa penambahan alur pada bilah rotor akan meningkatkan dinamika aliran fluida, meningkatkan gaya hambat dan meningkatkan efisiensi konversi energi. Selain itu, ada hipotesis bahwa desain bilah beralur yang dioptimalkan akan menghasilkan TSR yang lebih tinggi dan kinerja turbin hidrokinetik yang lebih baik. Penelitian bertujuan untuk memvalidasi hipotesis ini melalui pengujian eksperimental dan memberikan bukti empiris yang mendukung efektivitas pengintegrasian alur pada model rotor Savonius untuk meningkatkan kinerja turbin hidrokinetik.



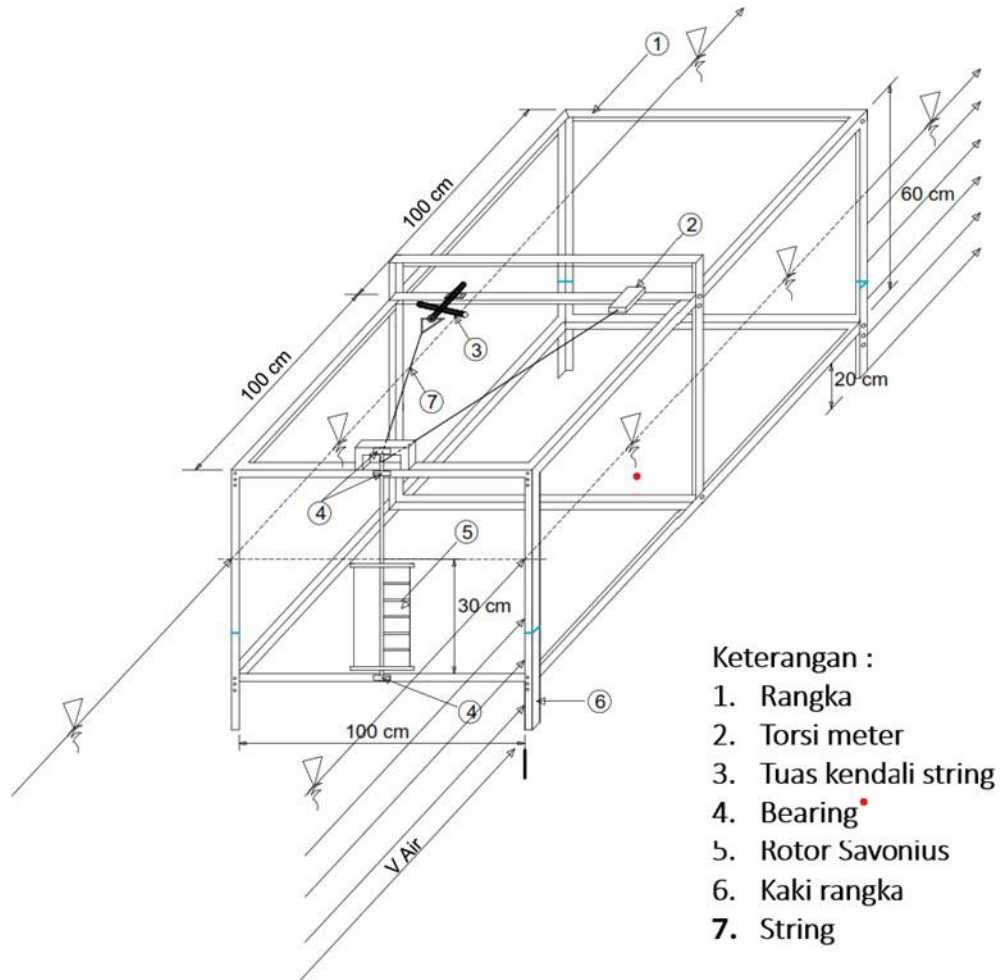
II. 4. Kerangka Pikir Penelitian



Gambar 16 Bagan Kerangka pikir Penelitian



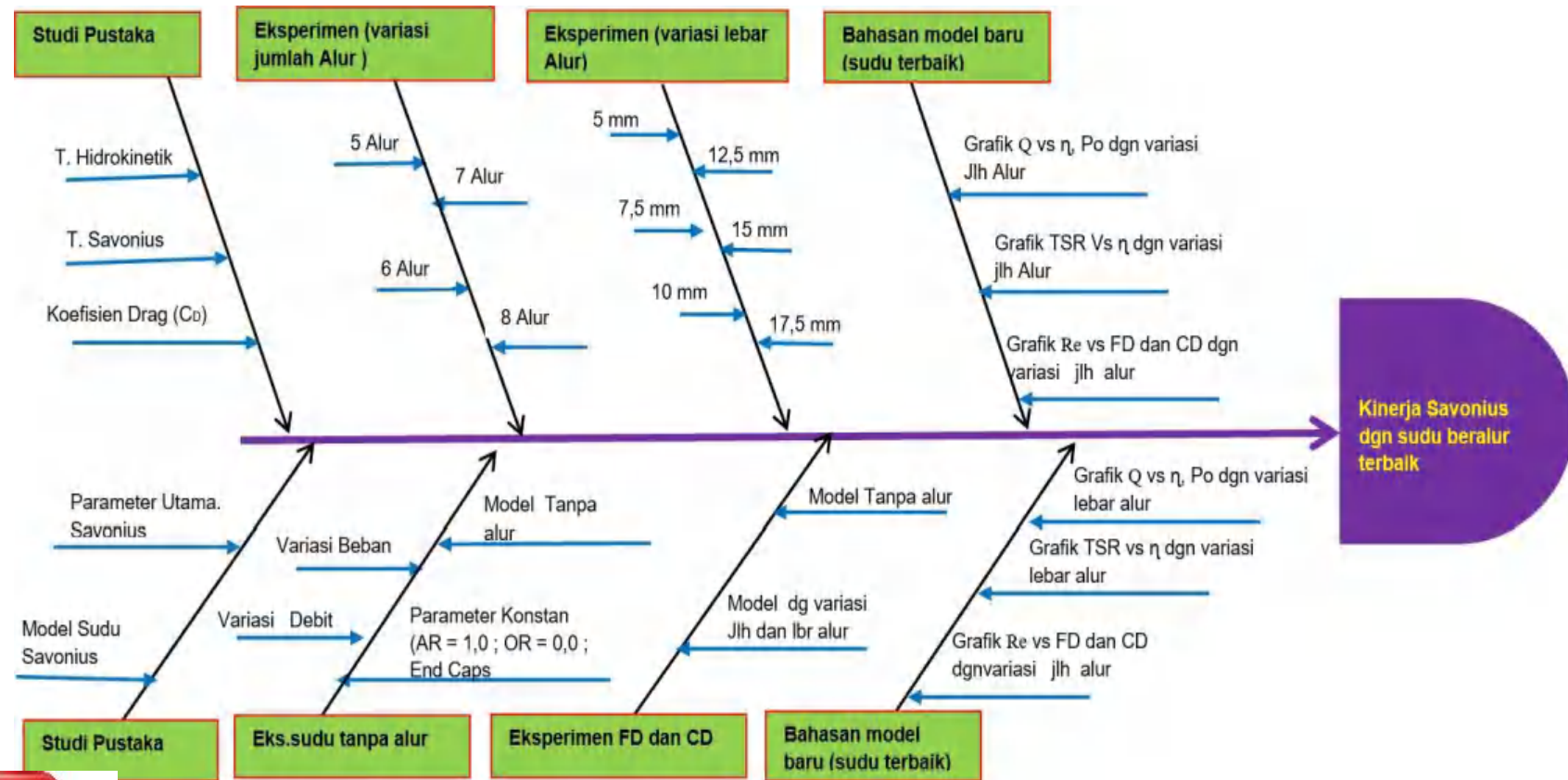
II.5. SKEMA PENELITIAN



Gambar 17 Skema Penelitian



II. 6. FISHBONE PENELITIAN



Gambar 18 Fish bone penelitian

