

TESIS - TM INVESTIGASI KINERJA TURBIN ANGIN SAVONIUS DENGAN METODE PENGGANGGU TIPE I-65° SEBAGAI KONTROL PASIF ALIRAN PADA SUDU RETURNING

GUNAWAN SAKTI 02111650020013

DOSEN PEMBIMBING: Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA.

PROGRAM MAGISTER BIDANG KEAHLIAH REKAYASA KONVERSI ENERGI JURUSAN TEKNIK MESIN FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER SURABAYA 2018 Tesis disusun untuk memenuhi salah satu syarat memperoleh gelar Magister Teknik (M.T) di

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

oleh: Gunawan Sakti NRP, 02111650020013

Langgal Ujlan Periode Wisuda : 25 Juli 2018 : September 2018

Disctujui oleh :

 Pref. Dr. Ir. Trivogi Yuwono, DEA, NIP. 196001291987011001 (Pembimbing)

M.Eng. Ph.D.

 Prof. Ir. Satarda, M.E.ng., Ph.D. NIP, 196412281990031002 (Penguji)

(Penguji)

 Dr. Wawan Aries Widodo, ST., MT. NIP. 197104051997021001

Munt

 Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT. NIP. 196202161995121061 (Pengaji)



INVESTIGASI KINERJA TURBIN ANGIN SAVONIUS DENGAN METODE PENGGANGGU TIPE I-65° SEBAGAI KONTROL PASIF ALIRAN PADA SUDU RETURNING BLADE

Nama Mahasiswa	:	Gunawan Sakti
NRP	:	02111650020013
Jurusan	:	Teknik Mesin FTI-ITS
Bidang	:	Rekayasa Konversi Energi
Dosen Pembimbing	:	Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA

ABSTRACT

Turbin angin Savonius mempunyai banyak kelebihan dibandingkan yang lain karena konstruksinya sederhana dan murah, tidak tergantung dengan arah angin dan mempunyai torsi starter yang bagus pada kecepatan angin yang rendah. Meskipun begitu, tipe turbin angin ini mempunyai performa yang rendah dibanding dengan tipe-tipe turbin angin lainnya. Oleh sebab itu berbagai penelitian dilaksanakan untuk meningkatkan performa turbin Savonius. Penelitian eksperimental ini ditujukan untuk meningkatkan performa turbin angin Savonius dengan instalasi *blluffbody* tipe I-65^o pada upstream returning blade.

Penelitian dilakukan pada kecepatan 5 m/s, 7 m/s dan 9 m/s sesuai dengan bilangan Reynolds masing-masing sekitar 90.000, 127.000 dan 163.000 (berdasarkan panjang karakteristik d = 2D-e dan kecepatan aliran bebas U dari fan). Jarak titik tengah antara silinder tipe I-65° dan returning blade relatif terhadap diameter turbin S/D divariasikan dari 1.2 sampai 2.2. Diameter silinder tipe I-65° relatif terhadap diameter sudu turbin adalah 0.5.

Hasil eksperimen menunjukan bahwa secara umum dibandingkan terhadap turbin angin Savonius konvensional, penempatan silinder tipe I-65° di depan returning blade dari turbin Savonius lebih efektif untuk meningkatkan performanya. Hasilnya menunjukan bahwa untuk semua nilai Re=90.000, 127.000 dan 163.000 koefisien power dari turbin dengan silinder tipe I-65° lebih besar daripada ketika turbin tanpa silinder tipe I-65°. Dimana dalam kondisi ini koefisien power dari turbin Cp dengan silinder tipe I-65° untuk ketiga bilangan Reynolds semuanya dapat meningkat maksimal masing-masing sebesar 31.00%, 25.66% and 19.64% dibanding dengan turbin tanpa silinder tipe I-65°. Oleh karena itu, konfigurasi silinder tipe I-65° dimana nilai tertinggi yang diperoleh untuk ketiga nilai bilangan Reynolds telah dianalisa secara numerik 3D dengan program Ansys Fluent 18.2 dan hasil eksperimentalnya sepakat dengan analisa numerik.

Keywords : I-65° type cylinder, Savonius wind turbine performance, upstream of

returning blade

INVESTIGATION OF SAVONIUS WIND TURBINE PERFORMANCE WITH I-65° TYPE CYLINDER AS A UPSTREAM PASSIVE FLOW CONTROL OF RETURNING BLADE

Nama Mahasiswa	:	Gunawan Sakti
NRP	:	02111650020013
Jurusan	:	Teknik Mesin FTI-ITS
Bidang	:	Rekayasa Konversi Energi
Dosen Pembimbing	:	Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA

ABSTRACT

Abstract. Savonius wind turbine has many advantages over others in that its constructions are simpler and cheaper; it is independent of the wind direction and has a good starting torque at lower wind speeds. However, this type of wind turbine has the lowest performance compared to others types of wind turbine. That is why various studies have been done to improve the performance of the turbine Savonius. This paper is proposed in order to increasing the performance of Savonius wind turbine experimentally by installing an I-65° type bluff body at the upstream of returning blade of the turbine.

The experiments are carried out for free stream velocity (U) of 5 m/s, 7 m/s and 9m/s corresponds to Reynolds number of about 90.000, 127.000 and 163.000 respectively (based on the characteristic length of d = 2D-e and free stream velocity (U) from fan used. The center to center distance between the I-65° type cylinder and the returning blade turbine relative to turbine blade diameter S/D varied from 1.2 to 2.2. The diameter of I-65° type cylinder relative to turbine blade diameter is 0.5.

The result of experimental show that in general compared to conventional Savonius wind turbines, the placement of I-65° type cylinder in front of the returning blade of the Savonius wind turbine is more effective for improving turbine performance. The results of this experiment show that all of three Reynolds Number 90,000, 127,000 and 163.000 respectively, the power coefficient of the turbine with the I-65° type cylinder is greater than when the turbine has no I-65° type cylinder or conventional Savonius wind turbine. Where in this condition, the power coefficient of the turbine (*Cp*) with I-65° type cylinder for all three Reynolds numbers can actually increase about 31.00%, 31.00 % and 19.64% respectively, compared to the turbine without the I-65° type cylinder. Therefore, these I-65° tipe cylinder configuration in which highest values obtained have been 3D analyzed numerically with Ansys-Fluent 18.2 program and the results obtained experimentally have been supported with numerical analisys.

Keywords : I-65° type cylinder, Savonius wind turbine performance, upstream of returning blade

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
ABSTRAK	ii
DAFTAR ISI	iv
DAFTAR GAMBAR	vi
DAFTAR TABEL	xii
BAB 1 PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah	4
1.3 Batasan Masalah	5
1.4 Tujuan Penelitian	5
1.5 Manfaat Penelitian	6
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	7
2.1 Turbin Angin	7
2.2 Parameter Performa Turbin Savonius	9
2.3 Penelitian Yang sudah Dilakukan	
Sebelumnya	11
BAB III METODOLOGI PENELITIAN	33
3.1 Skema dan Parameter Ukur	33
3.2 Analisa Dimensi	34
3.3 Metode Eksperimen	36
3.4 Prosedur Eksperimen	44
3.5 Metode Numerik	45
3.6 Prosedur Simulasi Numerik	51
3.7 Flowchart Penelitian	51
BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN	55
4.1 Data Penelitian dan Contoh Perhitungan	55
4.1.1 Perhitungan Bilangan Reynolds	55
4.1.2 Perhitungan Tip Speed Ratio (TSR)	57
4.1.3 Perhitungan Coefficient of Power	57
4.1.4 Perhitungan Coefficient of Moment	58
4.2 Analisa Turbin Angin Savonius Tanpa penghalang dengan Variasi	
Bilangan Reynolds 10.2×10^4 , 12.7×10^4 dan 16.3×10^4	59
4.2.1 Analisa Putaran Poros terhadap Bilangan Reynolds	59
4.2.2 Analisa Coefficient of Power terhadap TSR	60
4.2.3 Torsi Statis terhadap Sudut Sudu Turbin	62
4.2.4 Analisa <i>Coefficient of Moment (Cm)</i> terhadap Tip Speed Ratio	63
4.3 Analisa Perfoma Turbin angin Savonius Dengan Penghalang	65

4.3.1 Coefficient of Power terhadap Tip Speed Ratio dengan variasi 1.2
\leq S/D \leq 2.2
4.3.1.1 Coefficient of Power terhadap Tip Speed Ratio pada
Bilangan Reynolds 10.2×10 ⁴ 65
4.3.1.2 Coefficient of Power terhadap Tip Speed Ratio pada
Bilangan Reynolds 12,7×10 ⁴ 69
4.3.1.3 Coefficient of Power terhadap Tip Speed Ratio pada
Bilangan Reynolds 16.3×10^4
4.3.2 Analisa Coefficient of Moment (C _m) terhadap Tip Speed Ratio
dengan variasi jarak $1.2 \le S/D \le 2.2$
4.3.2.1 Coefficient of Moment terhadap Tip Speed Ratio pada
Bilangan Reynolds 10.2×10 ⁴
4.3.2.2 Coefficient of Moment terhadap Tip Speed Ratio pada
Bilangan Reynolds 12.7×10^4
4.3.2.3 Coefficient of Moment terhadap Tip Speed Ratio pada
Bilangan Revnolds 16.3×10 ⁴
4.3.3 Analisa Torsi Statis pada Turbin Angin Savonius dengan Silinder
Pengganggu dengan Variasi S/D
4.3.4 Perbandingan Nilai Torsi Statis antara Turbin Savonius Tanpa
Bluffbody dan dengan Bluffbody Pada Posisi jarak $1.2 \le S/D \le 2.2$
Untuk Masing-masing Reynolds Number 10.2×10^4 , 12.7×10^4 dan
16.3×10 ⁴
4.3.4.1 Perbandingan Nilai Torsi Statis antara Turbin Tanpa
Bluffbody dengan Turbin dengan bluffbody pada bilangan
Revnolds = 10.2×10^4
4.3.4.2 Perbandingan Nilai Torsi Statis antara Turbin Tanpa
Bluffbody dengan Turbin dengan Bluffbody pada bilangan
Revnolds = 12.7×10^4
4.3.4.3 Perbandingan Nilai Torsi Statis antara Turbin Tanpa
<i>bluffbody</i> dengan Turbin dengan <i>bluffbody</i> pada bilangan
Revnolds = 16.3×10^4
4.3.5 Perbandingan <i>coefficient performance</i> (Cp) Turbin Savonius
dengan silinder bulat untuk masing-masing Reynolds
Number $9x10^4$, $12.7x10^4$, $16.3x10^4$
4.3.5.1 Perbandingan <i>coefficient performance</i> (Cp) Turbin
Savonius dengan silinder bulat untuk masing-masing
Reynolds Number 9x10 ⁴
4.3.5.2 Perbandingan <i>coefficient performance</i> (Cp) Turbin
Savonius dengan silinder bulat untuk masing-masing
Reynolds Number 12.7x10 ⁴
4.3.5.3 Perbandingan coefficient performance (Cp) Turbin
Savonius dengan silinder bulat untuk masing-masing
Reynolds Number 16.3×10^4
4.3.6 Simulasi Aliran Numerik Turbin Savonius
4.3.6.1 Hasil simulasi numerik dan validasi data experimental94
4.5.0.1 Hash sinulasi numerik dan vandasi data experimentar

4.3.6.2 Validasi numerik torsi statis terhadap data experi	ment
dengan menggunakan pressure countur untuk Reynolds	Number
$Re=12.7x10^4$	97
4.3.7 Diskusi perbandingan hasil penelitian lainnya	101
4.3.8 Analisa torsi statik silinder <i>bluffbody</i> bulat penuh	103
4.3.9 Analisa Streamline aliran sekitar turbin savonius pada s	udut anguler 30 ⁰ ,
60° , 90° dengan Reynolds Number Re= 12.7×10^{4}	
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	107
5.1 Kesimpulan	107
5.2 Saran	107
5.3 Inovasi Dari Penelitian Ini	
DAFTAR PUSTAKA	109
LAMPIRAN	
DAFTAR RIWAYAT HIDUP	

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1 Power coeficient vs Tip-Speed Ratio (λ) berbagai tipe wind
turbin (Morshed, 2010)
Gambar 2.1 Turbin Giromill dan Darrieus Turbin
Gambar 2.2 Turbin Savonius
Gambar 2.3 Distribusi Pressure Coefficient disekitar silinder sirkular untuk
berbagai sudut potong (θ_s) pada $Re = 5.3 \ge 10^4$ (Triyogi et al ,
2009)
Gambar 2.4 Variasi koefisien drag berbagai silinder relatif terhadap silinder
tunggal (C_D/C_{D0}) dengan sudut potong silinder kecil, untuk $Re =$
5.3 x 10 ⁴ (Triyogi et al , 2009)
Gambar 2.5 Variasi profil kecepatan di belakang silinder besar dengan sudut
potong silinder kecil, untuk $Re = 5.3 \times 10^4$ (Triyogi et al , 2009)
Gambar 2.6 Visualisasi aliran menggunakan metode pola surface oil-floow
pada dinding silinder besar tunggal, untuk $Re = 5.3 \times 10^4$ (Triyogi
et al , 2009)
Gambar 2.7 Visualisasi aliran menggunakan metode pola surface oil-floow
pada dinding silinder besar tunggal untuk susunan tandem
upstream silinder dengan sudut potong $\theta_s = 65^\circ$, untuk $Re = 5.3 \text{ x}$
10 ⁴ (Triyogi et al , 2009)
Gambar 2.8 Visualisasi aliran dengan terowongan asap. (a) tanpa batangan, <i>Re</i>
= 1,5 x 10 ⁴ . (b) Pola B, $d/D = 0,075$, $L/D = 1.75$, $Re = 1,5 x 10^4$,
(c) Pola A, $d/D = 0,075$, $L/D = 1.75$, $Re = 2 \ge 10^4$ (d) pola A, d/D
$= 0,075, L/D = 2.0, Re = 1.5 \times 10^4 \text{ dan (e) Pola B, } d/D = 0,25, L/D$
$= 2, Re = 1,5 \times 10^4$. (Tsuttsui dan Igarashi, 2002)
Gambar 2.9 Distribusi tekanan di sekitar silinder sirkular. (a) Pengaruh dari <i>Re</i>
dan (b) Pengaruh dari <i>d/D</i> . (Tsuttsui dan Igarashi, 2002)
Gambar 2.10 Distribusi fluktuasi tekanan di sekitar silinder sirkular.
(a)Pengaruh dan (b) Pengaruh dari <i>d/D</i> . (Tsuttsui dan Igarashi,
2002)
Gambar 2.11 Pola aliran dengan metode <i>surface oil-fow</i> (untuk Pola B, $d/D =$
$0,25, L/D = 2, Re = 4.1 \ge 10^4$, (a) tanpa rod, (b) $Re = 1.5 \ge 10^4$, (c)
$Re = 4.1 \ge 10^4 \text{ dan (d)}$ $Re = 6.2 \ge 10^4$. (Tsuttsui dan Igarashi,
2002)
Gambar 2.12 Pengaruh diameter batangan kontrol pada distribusi tekanan rata-
rata silinder utama. (a) $L/D = 1.5$ (b) 2.17 \blacksquare , tanpa kontrol; o, d/D
$= 0,133; \blacktriangle, 0,167; \diamond, 0.2; , 0.233$ (Lee et al, 2002)
Gambar 2.13 Variasi dari (- C_{pb}) dan C_D dengan θ_s pada $Re = 3.1 \times 10^4$ (Aiba
and Watanabe, 1995)
Gambar 2.14 Parameter dan susunan desain curtain (Altan & Altigan, 2008)
Gambar 2.15 Nilai torsi statis diperoleh dengan rotor tanpa curtain pada saat
posisi $\theta = 45^{\circ}$, 60°, dan 90° (Altan & Altigan, 2008)

Gambar 2.16 Perubahan torsi berdasarkan sudut <i>curtain</i> α untuk $\beta = 10^{\circ}$ dan β
=15° ketika posisi rotor θ = 90°, θ = 60° dan θ = 45° (Altan &
Altigan, 2008)
Gambar 2.17 Perbandingan nilai torsi statis maksimal diperoleh dari rotor
dengan dan tanpa <i>curtain</i> ketika posisi rotor pada $\theta = 90^{\circ}, \theta = 60^{\circ}$
dan θ = 45° (Altan & Altigan, 2008)
Gambar 2.18 Perbandingan perubahan torsi dengan rotor tanpa curtain dan
rotor dengan tipe <i>curtain</i> yang berbeda untuk sudut $\alpha = 45^{\circ} \operatorname{dan} \beta =$
15° (Altan & Altigan, 2008)
Gambar 2.19 Perbandingan perubahan <i>power</i> dengan rotor tanpa <i>curtain</i> dan
rotor dengan <i>curtain</i> yang berbeda tipe untuk sudut $\alpha = 45^{\circ} \text{ dan } \beta =$
15° (Altan & Altigan, 2008)
Gambar 2.20 Perbandingan daripada perubahan <i>power coefficient</i> (C_p) dengan
rotor tanpa <i>curtain</i> dan rotor dengan <i>curtain</i> 1 untuk $\alpha = 45^{\circ}$ dan β
$= 15^{\circ} (\text{Altan & Altigan, 2008}) \dots$
Cambar 2.22 Caefficient of duga dari kadua silindar (T. Izarashi 1091)
Cambar 2.22 Coefficient of arag dari kedua sinnder (1. Igarashi, 1981)
Gambar 2.25 Skeina penempatan plat pengganggu pada sisi bilan turbin
Combar 2 24 Coefficient Power (C) due blade den tige blade terbaden gneed
ratio masing masing kiri dan kanan terhadan presentasa relatif
peningkatan antara Sayonius tanna pengganggu dan Sayonius
dengan pengganggu
Gambar 3.1 Skema turbin
Savonius
Gambar 3.2 Skema eksperimental pengujian turbin savonius silinder
pengganggu I-65° pada bilah turbin cembung
Gambar 3.3 Turbin Savonius dengan kontrol pasif tipe I-65 ^o (a) tampak atas
(b) tampak samping
Gambar 3.4 Blower udara CKE SF-46
Gambar 3.5 Non-Contactable based tachometer
Gambar 3.6 Anemometer Digital LCD Wind Speed Meter Gauge
Gambar 3.7 Alat pengukur torsi statis
Gambar 3.8 Skema Brake Dynamometer Mahmoud et al [10]. Keterangan : 1.
Pulley, 2. Nylon string, 3. Mass, 4. Spring Balance, 5. Turbine
Savonius Blade, 6. Poros turbin, 7. Suport stand
Gambar 3.9 Nagata dial hanging scale & benang sufix ultra knot
Gambar 3.10 Ukuran domain perhitungan dan kondisi batas, a). Boundary
Condition on Design Modeller, b) sphere interface y-axis view c)
2D boundary Condition
Gambar 3.11 Konfigurasi boundary condition pada Design Modeller dengan
silinder <i>bluffbody</i> S/D = 1.6 upstream returning blade; 1) Sphere
enclosure, 2) Box Enclosure, 3) bluffbody tipe I-65° S/D = 1.6 , 4)
Turbine Savonius dengan endplate
Gambar 3.12 Grid independece simulasi numerik turbin Savonius tanpa
bluffbody dalam grafik coefficient of power (Cp) sebagai fungsi Ting

Speed Ratio (λ) yang dibandingkan dengan hasil eksperimen atau
simulasi dari literatur
Gambar 3.13 3D cross sectional view unstructured mesh a). Dua zona cell
yang terpisah, stationary zone dan rotating zone b). Wireframe view
mesh 1.500.011 element dan 273.117 cells/nodes
Gambar 3.14 Flow Chart Studi Eksperimen
Gambar 3.15 Flow Chart Studi Simulasi Numerik
Gambar 4.1 Grafik Putaran Poros terhadap Bilangan Revnolds
Gambar 4.2 Evolusi <i>Coefficient of Power</i> (<i>Cp</i>) sebagai fungsi dari Tip Speed
Ratio tanpa <i>bluffbody</i> pengganggu
Gambar 4.3 Grafik Torsi Statis (Ncm) terhadap sudut bilah turbin (θ)
Gambar 4.4 Evolusi Coefficient of Moment (Cm) sebagai fungsi dari Tip Speed
Ratio tanpa <i>bluffbody</i> pengganggu
Gambar 4.5 Evolusi Coefficient of Power (Cp) sebagai fungsi Tips Speed Ratio
dengan variasi posisi $1.2 \le S/D \le 2.2$ pada Reynolds number
10.2×10 ⁴
Gambar 4.6 Grafik perbandingan Coefficient of Power maksimal antara turbin
dengan <i>bluffbody</i> dan tanpa <i>bluffbody</i> Cp _{max} /Cp _{0max} terhadap variasi
jarak $1.2 \le S/D \le 2.2$ pada Re = 10.2×10^4
Gambar 4.7 Evolusi <i>Coefficient of Power</i> (<i>Cp</i>) sebagai fungsi dari <i>Tip Speed</i>
<i>Ratio</i> dengan variasi posisi $1.2 < S/D < 2.2$ pada bilangan Reynolds
12.7×10^4
Gambar 4.8 Evolusi <i>Coefficient of Power (Cp)</i> maksimal antara turbin dengan
$bluffbody$ dan tanpa $bluffbody$ Cp_{max}/Cp_{0max} sebagai fungsi dari
variasi jarak $1.2 \le S/D \le 2.2$ pada $Re = 12.7 \times 10^4$
Gambar 4.9 Evolusi <i>Coefficient of Power</i> (<i>Cp</i>) sebagai fungsi dari <i>Tip Speed</i>
<i>Ratio</i> dengan variasi posisi $1.2 \le S/D \le 2.2$ pada bilangan Revnolds
16.3×10^4
Gambar 4 10 Evolusi <i>Coefficient of Power (Cn)</i> maksimal antara turbin
dengan
bluffbody dan tanna bluffbody Cn_{max}/Cn_{0max} terhadan variasi jarak
$1.2 \le S/D \le 2.2$ nada Re – 16.3x10 ⁴
Gambar A 11 Evolusi Coefficient of Moment (C) sebagai fungsi dari Tin
Snaad
R_{atio} dengan variasi pada titik jarak posisi $1.2 < S/D < 2.2$
Ratio deligan variasi pada titik jarak posisi $1.2 \le 5/D \le 2.2$ Bilangan Daunalda 10.2×10 ⁴
Combar 4.12 Evolution Coefficient of Moment (C) solver i function for the coefficient of Moment (C) solver i function fo
Speed
Ratio dengan variasi nada titik jarak nosisi $1.2 < S/D < 2.2$
Rilangan Reynolds 10.2 \times 10 ⁴
Gambar 4.13 Evolusi Coefficient of Moment (C) schegosi funcsi dari Tir
Speed
Ratio dengan variasi pada titik jarak posisi $1.2 < S/D < 2.2$ Bilangan
Revnolds 16 3×10^4
Gambar $A = 14$ Evolusi Torsi Statis dengan silinder <i>bluffhady</i> posisi $S/D + 1.4$
sehagai fungsi dari sudut angular turbin dengan variasi bilangan
Boundle 10 2×10^4 12 7×10^4 den 16 2×10^4
K_{2} Keynolus 10.2×10, 12,7×10 udil 10,3×10

Gambar 4.15 Evolusi perbandingan Torsi Statis antara Turbin angin tanpa	
<i>bluffbody</i> dengan turbin angin dengan <i>bluffbody</i> sebagai fungsi dari	
sudut anguler turbin pada Revnolds Number 10.2×10 ⁴	82
Gambar 4.16 Evolusi perbandingan Torsi Statis antara Turbin angin tanpa	
<i>bluffbody</i> dengan turbin angin dengan <i>bluffbody</i> sebagai fungsi dari	
sudut anguler turbin pada Revnolds Number 12.7×10^4	83
Gambar 4.17 Evolusi perbandingan Torsi Statis antara Turbin angin tanpa	00
<i>bluffbody</i> dengan turbin angin <i>bluffbody</i> sebagai fungsi dari sudut	
anguler pada bilangan Revnolds 16 3×10 ⁴	85
Gambar 4 18 Geometri turbin Savonius dengan silinder <i>bluffbody</i> tipe-65 ⁹	00
unstream returning blade dengan variasi jarak titik $1.2 \le S/D \le 2.2$	86
Gambar 4.19 Konfigurasi <i>boundary condition</i> pada <i>Design Modeller</i> dengan	00
silinder bluffbody $S/D = 1.6$ upstream returning blade: 1) Sphere	
enclosure. 2) Box Enclosure. 3) bluffbody tipe I-65° S/D = 1.6. 4)	
Turbine Savonius dengan <i>endplate</i>	88
Gambar 4.20 <i>Grid independece</i> simulasi numerik turbin Savonius tanpa <i>bluffbody</i>	00
dalam grafik <i>coefficient of power</i> (<i>Cp</i>) sebagai fungsi <i>Tips Speed Ratio</i> (λ)	
yang dibandingkan dengan hasil eksperimen atau simulasi dari literatur	89
Gambar 4.21 Cross sectional view unstructured mesh a). Dua zona cell yang	
terpisah, stationary zone dan rotating zone b). Wireframe view mesh	
1.500.011 element dan 273.117 cells/nodes	91
Gambar 4.22 Validasi eksperimen terhadap Simulasi Numerik untuk nilai	
Coefficient of Power (Cp) sebagai fungsi dari Tip Speed Ratio	
dengan posisi titik jarak $S/D = 1.4$ pada Reynolds Number	
12.7×10^4	92
Gambar 4.23 Evolusi <i>coefficient of power</i> (<i>Cp</i>) maksimal antara turbin dengan	
<i>bluffbody</i> dan tanpa <i>bluffbody Cp_{max}/Cp_{0max}</i> terhadap variasi jarak	
$1.4 \le S/D \le 2.2$ pada $Re = 16.3 \times 10^4$	93
Gambar 4.24 Validasi eksperimen terhadap simulasi Numerik untuk nilai	
Coefficient Power (Cp) sebagai fungsi dari Tip Speed Ration	
dengan posisi titik jarak S/D=1.4 pada Reynolds Number $12,7 \times 10^4$	
	96
Gambar 4.25 a) Presseure countur Numerik torsi statik pada posisi sudut 0°	
$Re=12.7x10^4$	97
Gambar 4.25 b) Velocity vector analisa Numerik torsi statik pada posisi sudut	
$0^{\circ} \text{Re} = 12.7 \times 10^4$	98
Gambar 4.26 Analisa Numerik torsi statik pada posisi sudut 10° Re=12.7x10 ⁴	
a) Pressure countur. b) Velocity vector	99
Gambar 4.27 Analisa Numerik torsi statik pada posisi sudut 30 ⁰ Gambar 4.25	
a) Presseure countur Numerik torsi statik pada posisi sudut 0°	
$Re=12.7x10^4$	100
Gambar 4.28 a) Evolusi perbandingan <i>coefficient of power</i> (C _p) sebagai fungsi	
Tips Speed Ratio untuk penempatan blufbody pada jarak S/D=1.4	
a) Reynold Number $9x10^4$ b) Reynold Number $12.7x10^4$ c)	
Reynold Number 16.3x10 ⁴	102
Gambar 4.29 a) Evolusi perbandingan <i>coefficient of power</i> (C _p) sebagai fungsi	
Tips Speed Ratio untuk penempatan blufbody pada jarak S/D=1.4	

a) Reynold Number $9x10^4$ b) Reynold Number $12.7x10^4$ c)	
Reynold Number 16.3x10 ⁴	104
Gambar 4.30 Evolusi streamline aliran disekitar turbin Savonius pada sudut	
anguler turbin 30° , 60° , dan 140° Reynold Number 12.7×10^{4}	105

DAFTAR TABEL

Tabel 4.1 Data turbin angin Savonius Tanpa Penghalang Silinder	59
Tabel 4.2 Perubahan nilai <i>Coefficient of Power</i> (<i>Cp</i>) maksimal terhadap variasi	
jarak $1.2 \le S/D \le 2.2$ dibandingkan dengan turbin tanpa <i>bluffbody</i> pada Re =	
10.2x10 ⁴	67
Tabel 4.3 Pengaruh perubahan nilai maksimal <i>Coefficient of Power</i> (<i>Cp</i>)	
terhadap variasi jarak $1.2 \le S/D \le 2.2$ dibandingkan dengan turbin tanpa	
$bluffbody$ pada Re = 12.7×10^4	71
Tabel 4.4 Pengaruh perubahan nilai maksimal <i>Coefficient of Power</i> (<i>Cp</i>)	
terhadap variasi jarak $1.2 \le S/D \le 2.2$ dibandingkan dengan turbin tanpa	
$bluffbody$ pada Re = 16.3×10^4	74
Tabel 4.5 Persentase Error data eksperimental dan simulasi numerik untuk	
<i>Coefficient of Power</i> (<i>Cp</i>) pada posisi jarak $S/D = 1.4$ dan tanpa <i>bluffbody</i>	
pada Reynolds Number 12.7x10 ⁴	87

DAFTAR SIMBOL

А	Cross sectional area (m ²)
b	diameter poros (m)
CD	Koefisien drag
Cm	Coefficient of Moment
CoP	Coefficient of Power
CoP_0	Coefficient of Power turbin tanpa silinder pengganggu
CP	Koefisien pressure
D	Diameter sudu Turbin Savonius (m)
d	Diameter silinder sirkular pengganggu (m)
D_0	Diameter <i>end plates</i> (m)
E_k	Energi kinetik (Joule)
FD	Gaya drag (N)
g	gaya gravitasi (m/s2)
Н	Tinggi turbin angin Savonius (m)
h	tinggi silinder sirkular pengganggu (m)
n	Putaran turbin (rpm)
n 0	Putaran turbin tanpa silinder pengganggu (rpm)
P_W	Daya angin (Watt)
P_T	Daya aktual turbin (Watt)
Р	Tekanan udara saat penelitian dilakukan (N/m ²)
R	Konstanta spesifik gas (J/kg K)
R	Jari-jari turbin (m)
r	Jari-jari silinder pada poros turbin (m)
Re	Bilangan Reynolds
S	jarak antara pusat silinder pengganggu dengan pusat returning blade
	(m)
Т	Temperatur udara saat penelitian dilakukan (°K)
Т	Torsi statis dari putaran poros (N.cm)
T_0	Torsi statis turbin tanpa silinder pengganggu (N.cm)
t	Tebal <i>end plates</i> (m)
U_∞	Kecepatan aliran <i>free stream</i> udara (m/s)
У	Posisi silinder pengganggu dalam arah tegak lurus arah datang angin
	(m)
ρ	Massa jenis udara (kg/m ³)
μ	Viskositas udara (Ns/m ²)
τ	Torsi Dinamis yang dihasilkan turbin (N-m)
ω	Kecepatan angular turbin (rad/s)
λ	Tip Speed Ratio

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Energi terbarukan adalah energi yang dihasilkan dari proses alami yang secara terus-menerus diperbaharui. Energi ini terdiri sinar matahari, panas bumi, angin, pasang-surut air laut, air, dan berbagai bentuk biomassa. Energi ini tidak dapat musnah dan terus menerus dapat diperbaharui. Dalam beberapa tahun ini, ketertarikan pada energi angin terus tumbuh karena energi angin adalah salah satu sumber energi terbarukan yang paling menjanjikan. Selain bebas polusi juga tersedia melimpah di atmosfer Bumi, dapat dikonversi di tempat, dan dapat mengurangi ketergantungan pada bahan bakar fosil. Untuk itu perlu dikembangkan sebuah turbin angin untuk menghasilkan listrik dengan mengambil manfaat energi kinetik daripada angin itu sendiri.

Beberapa desain turbin angin dapat diklasifikasikan berdasarakan jenis interaksi antara blade dengan arah angin dan orientasi pada sumbunya. Untuk jenis turbin yang berdasarkan orientasi pada sumbunya ada dua tipe yaitu, *Vertical Axis Wind Turbines* atau *VAWT* yang mana sumbunya tegak lurus dengan tanah dan *Horizontal Axis Wind Turbines* atau *HAWT* yang sumbunya sejajar dengan tanah. Turbin Savonius adalah salah satu jenis turbine *Vertical Axis Wind Turbines* atau *VAWT*. Jenis turbine ini mempunyai beberapa keunggulan diantaranya mudah dalam pembuatannya, desainnya kuat, *Tip-Speed Ratio* rendah, konstruksinya sederhana, turbin bisa langsung dihubungkan dengan *gearbox* sehingga mengurangi *mechanical losses*, atau kerugian pemasangan dikarenakan terlalu banyak bagian yang bergerak. Selain itu Turbin Savonius juga dapat menerima angin dari segala arah dan kecepatan, tanpa membutuhkan wind-vane atau sirip penyelaras arah angin. Hal ini sangat sesuai untuk diterapkan di Indonesia mengingat kecepatan angin rata-rata di Indonesia 3-7 m/s.

Prinsip kerja turbine Savonius adalah karena adanya perbedaan drag antara kedua sisi bilah turbin cekung atau *advancing blade* dengan sisi bilah turbin cembung atau *returning blade* yang menghasilkan gaya torsi putar. Semakin besar perbedaan

drag antara kedua sisi bilah turbin tersebut akan menghasilkan gaya torsi yang semakin besar. Titik fokus penelitian ini adalah untuk memperkecil gaya drag pada sisi bilah turbin cembung atau *returning blade* sehingga diharapkan dapat memperbesar torsi yang dihasilkan turbin Savonius. Kekurangan turbin Savonius adalah adanya aliran fluida alami pada bilah turbin yang menghasilkan torsi positif dan negatif masing-masing pada ujung depan dan belakang pada bilah turbin relatif terhadap arah aliran. Selain itu juga karena peak power output yang selaras dengan setiap pertambahan ukuran, berat dan biayanya sehingga membuat efisiensinya rendah. Turbin Savonius memiliki efisiensi relatif rendah diantara turbin tipe lainnya sehingga banyak peneliti melakukan riset dalam upaya meningkatkan kinerja turbin Savonius. Gambar 1.1 menunjukan perbandingan koefisien power terhadap TSR (λ) berbagai jenis turbin angin.



Gambar 1.1. Power coeficient vs Tip-Speed Ratio (λ) berbagai tipe wind turbin (**Morshed**, 2010)

Berikut beberapa penelitian yang sudah dilakukan terkait dengan upaya penurunan gaya drag, optimalisasi kinerja aerodinamik dan upaya peningkatan efektivitas dari pada turbine Savonius. **Triyogi et al [1]** melakukan upaya penurunan koefisien drag dengan menempatkan bluff body tipe I-65^o di depan silinder utama sebagai kontrol pasif. Dengan melakukan eksperimen dan variasi pada jarak titik tengah silinder utama dengan bluff body serta variasi pada nilai angka Reynolds diperoleh adanya penurunan koefisien drag (C_D). **Aiba & Watanabe [2]** melakukan

studi eksperimen untuk mengetahui karakteristik aliran pada sebuah bluff body dari sebuah silinder sirkular yang dipotong tipe D dan I dengan sudut iris yang berbeda, menunjukan bahwa dengan sudut iris 53° untuk kedua tipe menunjukan hasil Koefisien Drag (C_D) yang lebih kecil. **Tsutsui et al [3]** menempatkan penggangu silinder sirkular pada silinder utama dengan diameter silinder pengganggu, Reynolds number dan jarak penempatan yang berbeda sangat mempengaruhi nilai Koefisien Drag (C_D). Lee et al [4] melakukan hal yang sama didapatkan hasil bahwa pada sebuah aliran fluida dengan penempatan bodi pengganggu dapat menurunkan gaya drag yang diletakkan di belakangnya. Hal ini disebabkan karena adanya perubahan boundary layer pada aliran fluida yang melewatinya. Altan and Altigan [5] melakukan penelitian dengan menempatkan dua buah plat penggangu dengan variasi panjang dan sudut plat yang berbeda mendapatkan nilai Koefisien Power (C_p) meningkat hingga 38.5 % pada pengganggu plat yang disusun ℓ_1 sebesar 45 cm dan ℓ_2 sebesar 52 cm dengan sudut sirip pengganggu $\alpha = 45^{\circ}$ dan $\beta = 15^{\circ}$. **Igarasi [6]** melakukan studi eksperimen untuk mengetahui karakteristik aliran disekitar dua silinder sirkular $(d_1/d_2 = 1)$ dengan memberikan variasi jarak antara kedua pusat (L/d) dan angka Reynolds dengan hasil quasi-stasionary vortices terbentuk diantara kedua silinder tersebut bahwa berpengaruh terhadap karakteristik aliran yang melewati silinder. Mohamed et al [7] dengan sebuah plat pengganggu dengan sudut β yang berbeda pada sisi bilah turbin cembung atau returning blade turbin Savonius dengan menambah variasi jumlah bilah turbin 2 blade dan 3 blade rotor. Hasil penelitiannya terbukti bahwa C_p 2 blade lebih tinggi dibandingkan dengan 3 blade. Mahmoud et al [8] melakukan studi eksperimen pengaruh dari end plates dengan berbagai bentuk dan ukuran, jumlah blade, overlap ratio dan variasi aspect ratio mampu meningkatkan *coefficient power* (C_p).

Berdasarkan beberapa penelitian tersebut, ditentukan pendekatan variasi terbaru dan belum pernah dilakukan sebelumnya, yaitu penempatan silinder sirkular tipe I-65^o sebagai penganggu aliran di depan bilah turbin cembung atau *returning blade* sebagai upaya penurunan gaya drag dengan variasi jarak (S/D) dan bilangan Renolds, sehinga diharapkan mampu meningkatkan efektivitas aerodinamika turbin Savonius.

1.2 Perumusan Masalah Terhadap Kinerja Turbin Savonius

Hipotesis pada penelitian ini ditulis dalam empat poin utama sebagai berikut:

- Kontrol pasif *bluff bodi* tipe I-65° sebagai pengganggu ditempatkan di depan sisi bilah turbin cembung atau *returning blade*, akan melepaskan *shear layer* yang jatuh atau mengalami *reattachement* di permukaan dinding bilah turbin cembung atau *returning blade* sehingga mengganggu *boundary layer* di sekitarnya. *Shear layer* yang datang dari *upstream bluff body* ini mempercepat transisi dari aliran laminer menuju aliran turbulen sehingga separasi di sekitar bilah cembung atau *returning blade* tertunda menyebabkan luasan *wake* menyempit. Penyempitan luasan *wake downstream* turbin Savonius menyebabkan penurunan *Drag* dari *returning blade* sehingga selisih torsi yang dihasikan turbin meningkat pula.
- 2. Kontrol pasif *bluff body* tipe I-65° sebagai pengganggu ditempatkan di depan sisi bilah turbin cembung atau *returning blade* diberikan variasi jarak antara *center bluff body* dengan *center turbin Savonius* (*S/D*) sehingga mempunyai pengaruh optimal pada perbedaan drag turbin Savonius. Pengaruh jarak (*S/D*) diperkirakan apabila terlalu dekat dengan turbin cembung atau *returning blade* tidak memberikan pengaruh yang cukup signifikan terhadap *boundary layer*, begitu juga sebaliknya apabila terlalu jauh juga tidak saling mempengaruhi diantara keduanya.
- 3. Pressure drag adalah perbedaan antara upstream pressure di depan dan downstream pressure di belakang pada bilah turbin cembung atau returning blade turbin angin Savonius. Dengan adanya pengganggu aliran bluff body tipe I-65° diprediksi dapat menyebabkan wake yang akan menurunkan tekanan upstream pressure di depan bilah turbin cembung atau returning blade sehingga menyebabkan pressure drag lebih rendah dibandingkan dengan sebelum adanya pengganggu aliran bluff body tipe I-65°.

1.3 Batasan Masalah

Pada penelitian ini diberikan beberapa batasan masalah sehingga tidak menyimpang dari hasil yang diharapkan. Adapun batasan masalah dapat dirumuskan sebagai berikut:

- 1. Fluida kerja adalah udara dengan variasi *tips-speed ratio* (*TSR*) $0 \le \lambda \le 1.4$
- 2. Aliran fluida udara yang digunakan untuk memutar turbin Savonius merupakan aliran satu arah, *uniform* pada sisi *inlet upstream*. Aliran Fluida bersifat *Incompresible Flow*, *Viscous* dan *steady flow*.
- Turbin Savonius yang digunakan memiliki 2 sudu blade dengan diameter
 (D) = 152.4 mm dan silinder pengganggu tipe I-65º dengan diameter (d) = 76.2 mm
- 4. Variasi jarak (S/D) antara pusat returning blade dan pusat silinder pengganggu tipe I-65° kisaran 1.2-2.2 atau sampai titik terjauh *boundary layer returning blade* dan silinder pengganggu tidak efektif dalam menerima gangguan.
- Variasi angka Reynolds berkisar pada 90.000 (v = 5 m/s), 127.000 (v = 7 m/s) 163.000 (v = 9 m/s) hingga diperoleh perbandingan nilai *Cp* dengan *TSR*.
- 6. Kemungkinan terjadi adanya perpindahan panas diabaikan.

1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan penelitian ini adalah untuk memperoleh performa turbin angin Savonius yang optimal dengan menempatkan kontrol pasif *bluff body* silinder sirkular type I-65° sebagai pengganggu di depan bilah turbin cembung atau *returning blade*, pada variasi jarak $1.2 < (S/D) \le 2.2$ dan variasi *tip-speed ratio* (*TSR*) antara $0 < \lambda \le 1.2$ dengan cara mengukur:

- Putaran turbin, torsi statis turbin dan torsi dinamis turbin
- Menghitung *Coeffisien of Performance* turbin
- Dan melakukan simulasi numerik menggunakan software Ansys Fluent 18.2

1.5 Manfaat Penelitian

Penelitian ini diharapkan bisa menjadi bahan acuan dalam pengembangan teknologi pembangkit listrik tenaga angin, sebagai bagian dari upaya menemukan sumber energi baru terbarukan, memanfaatkan sumber energy alternative, mengurangi ketergantungan terhadap bahan bakar fosil dan meningkatkan kekayaan intelektual dalam bentuk karya ilmiah sebagai tonggak pengembangan kemajuan teknologi nasional.

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Turbin Angin

Terdapat beberapa jenis dan desain turbin angin dimana secara keseluruhan dapat diklasifikasikan ke dalam dua jenis, yaitu berdasarkan interaksi yang ditunjukan antara bilah turbin dengan aliran udara dan berdasarkan orientasi pada sumbunya. Turbin angin yang berdasarkan interaksi antara bilah turbin dengan aliran udara ada tiga, turbin angin drag producing, lift producing dan turbin angin drag-lift producing. Sedangkan turbin angina berdasarkan orientasi pada sumbunya ada dua, yaitu Vertical Axis Wind Turbin (VAWT) dan Horizontal Axis Wind Turbin (HAWT). HAWT adalah turbin angin yang paling popular sampai saat ini dan sangat cocok untuk menyerap energi angin dalam skala besar karena secara umum mempunyai efisiensi besar dan starting speeds yang rendah. Namun begitu kelebihan VAWT dibandingkan HAWT terletak pada kemudahan dalam proses pembuatannya, desainnya kuat, Tip-Speed Ratio rendah dan terdiri dari bagianbagian yang lebih sedikit. Bilah turbin dapat dihubungkan langsung dengan gearbox, meminimalisir kerugian mekanis, pemasangan dan bagian-bagian yang bergerak. Turbin ini menerima angin dari dari berbagai arah dan kecepatan sehingga tidak membutuhkan sirip penyelaras arah angin. Contoh Vertical Axis Wind Turbine selain Savonius adalah Giromill dan Darrieus ditunjukan pada gambar 2.1. Darrieus adalah jenis turbin dari lift production, disusun dengan dua atau tiga bilah turbin, miring keatas, masing-masing ujung atas dan bawahnya saling bertemu. Turbin ini menggunakan airfoil tipis simetris, untuk mengarahkan udara di belakang airfoil sehingga menekan bilah turbin kedepan dan berputar terhadap sumbunya. Kedua jenis turbin ini mempunyai starting speeds yang tinggi, sehingga kedua turbin ini harus dimodifikasi dengan motor starter.

Turbin Savonius disusun dengan dua atau lebih bentuk sederhana, bilah turbin cekung yang menerima udara dari berbagai arah, seperti di tunjukan pada Gambar 2.2. Turbin Savonius mempunyai bilah turbin cekung dan bilah turbin cembung, dengan celah diantara ujung yang berdekatan.



Gambar 2.1. Turbin Giromill dan Darrieus Turbin

Turbin Savonius menggunakan drag dan lift untuk menghasilkan rotasi, dengan mengalir udara menekan bilah cekung dan kemudian mengarahkan kebagian belakang bilah turbin cembung. Tergantung pada desainnya turbin Savonius mempunyai starting speed rendah.



Gambar 2.2. Turbin Savonius

2.2 Parameter Performa Turbin Savonius

Penelitian ini dilakukan untuk meningkatkan efisiensi turbin Savonius dengan melakukan kontrol beberapa desain parameter turbin Savonius. Dengan melakukan eksperimen dan beberapa perhitungan persamaan berikut data *tip-speed ratio* dan *moment coefficient* digunakan untuk menghitung *power coefficient*.

Variasi bilangan Reynolds digunakan untuk memberikan gambaran pola perubahan parameter turbin Savonius dalam beberapa kecepatan udara. Definisi bilangan Reynolds adalah rasio gaya inersia terhadap gaya viscous dan merupakan sebuah parameter sederhana untuk memperkirakan jika sebuah kondisi aliran akan laminer atau turbulen. Hal ini dapat diartikan bahwa ketika gaya viscous dominan (aliran pelan dan Re rendah) sangat cukup untuk aliran tetap segaris sehingga kemudian disebut sebagai aliran laminer. Ketika gaya inersia mendominasi gaya viscous maka disebut sebagai aliran turbulen.

$$Re = \frac{inertia\ forces}{viscous\ forces} = \frac{\rho\ V\ L}{\mu} = \frac{V\ L}{v}$$
(2.1)

Dimana;

L = Panjang karakteristik (m)

$$\rho$$
 = fluid density $(\frac{\kappa g}{m^3})$

 μ = dynamic viscosity (pa. s)

$$v = Kinematic \ viscosity \ (\frac{m^2}{s})$$

 $V = \text{kecepatan free stream aliran}\left(\frac{m}{s}\right)$

Pada turbin Savonius panjang karakteristik (L) yang digunakan adalah 2D - b dengan D sebagai diameter turbin (m) dan b sebagai diameter overlap (m). Sehingga perumusan *Reynolds Number* dapat disesuaikan menjadi sebagaimana pada persamaan berikut ini;

$$Re = \frac{inertia\ forces}{viscous\ forces} = \frac{\rho\ V\ L}{\mu} = \frac{\rho\ V\ (2D-b)}{\mu}$$
(2.2)

Sedangkan untuk mencari moment coefficient pada setiap bilah turbin, pertama kali harus menentukan *swept area* dengan persamaan (2.3) sebagai berikut:

$$A = DH \tag{2.3}$$

Dimana;

A =swept area/aspect ratio

H = tinggi rotor dalam m (meter)

D = diameter Turbin dalam m (meter).

Swept area digunakan sebagai nilai referensi pada ANSYS Fluent untuk menghitung moments coefficient. Untuk menghitung non-dimensional moment coefficient menggunakan persamaan (2.4) sebagai berikut:

$$C_m = \frac{T}{\frac{1}{4} \rho A D V^2}$$
(2.4)

Dimana;

T =torsi dalam satuan N.m,

- ρ = adalah kerapatan udara dalam satuan $\frac{kg}{m^3}$,
- A =luas area rotor dalam satuan m², dan
- V = kecepatan udara dalam satuan $\frac{m}{s}$.

Sedangkan istilah non-dimensional untuk membandingkan *efficiency Vertical Axis Wind Turbine (VAWT)* adalah *power coefficient. Power Coefficient* adalah perbandingan atau rasio antara *power* yang dihasilkan turbin Savonius dan *power* angin maksimal untuk luasan *swept area* yang sama (persamaan 2.1). Untuk menentukan *power coefficient* pertama kali harus menentukan kecepatan angular daripada turbin Savonius dengan menggunakan persamaan (2.5) sebagai berikut :

$$\omega = \frac{2\pi N}{60} \tag{2.5}$$

Dimana;

N = rpm (revolution per minutes),

 ω = kecepatan angular dalam satuan rad/s,

Setelah kecepatan angular ditentukan selanjutnya menghitung *tip-speed ratio* turbin Savonius. Adapun *Tip-speed ratio* (*TSR*) menyatakan perbandingan antara kecepatan bilah atau sudu turbin terhadap kecepatan angin. Persamaan (2.6) berikut ini digunakan untuk mengitung TSR.

$$\lambda = \frac{\omega D}{2V} \tag{2.6}$$

Power Coefficient untuk selanjutnya dapat dihitung dengan menggunakan persamaan (2.7). Dari persamaan ini dapat dilihat bahwa *power coefficient* didapatkan dari hasil *tip-speed ratio* dan *moment coefficient*.

$$C_p = \frac{P}{\frac{1}{2}\rho AV^3} = \frac{T\omega}{\frac{1}{2}\rho AV^3} = \lambda C_m \qquad (2.7)$$

Dimana;

P = Power dalam satuan watt (W).

Persamaan (2.8) digunakan untuk menentukan koefisien torsi statik. Statik torque pada studi ini di definisikan sebagai torsi yang mempengaruhi rotor untuk menghentikan putarannya, **Kadam & Patil [11].**

$$C_{ts} = \frac{4T}{\rho D^2 V^2 H} \tag{2.8}$$

2.3 Penelitiaan Yang Sudah Dilakukan Sebelumnya

Triyogi et al (2009) melakukan eksperimen untuk mengurangi gaya aerodinamik pada silinder sirkular dengan menggunakan potongan *bluff body* silinder sirkular tipe-I sebagai kontrol pasif. Sasaran penelitiannya adalah untuk menyelidiki permasalahan pada pengendalian atau rekayasa beban *unsteady* yang diterapkan pada silinder sirkular dengan diameter d = 6 mm. Dengan menggunakan tujuh potongan *bluff body* dari silinder sirkular kecil diameter d_s

= 7.5 mm (sesuai dengan 0.125d) dan sudut perpotongan yang digunakan c. Jarak titik tengah antara kedua silinder dipertahankan konstan pada S/d = 1.375. Sudut kemiringan relatif terhadap vektor kecepatan freestream α diatur dari 0° sampai dengan 90°. Ekperimen dilaksanakan pada terowongan angin sirkuit terbuka dengan panjang 2980 mm, dengan bagian untuk pengetesan 300 mm (orthogonal) x 450 mm. Kecepatan freestream terowongan angin dijaga konstan pada 14 m/s sesuai dengan Re = 5.3×10^4 (berdasarkan diameter d dan kecepatan freestream). Profil kecepatan di belakang silinder sirkular diukur dengan sebuah pipa *pitot-static* dihubungkan pada *inclined manometer*. Pipa pitot-static diletakan 18 cm di belakang sumbu dari pada silinder atau sesuai dengan x/d = 3. Suhu ruangan diukur menggunakan termometer dan temperatur ini digunakan untuk menghitung densitas fluida. Teknik surface oil-film digunakan untuk menyelidiki pola aliran pada silinder. Campuran yang terdiri dari kerosene, titanium dioxide, silicone oil dan coconut oil dalam perbandingan berat 2:3:6:40 digunakan untuk visualisasi surface oil-film. Silinder sirkular dibalut dengan lada hitam dengan ketebalan 0.03 mm secara merata dioleskan dengan campuran, dan kemudian silinder dalam konfigurasi ditempatkan di dalam terowongan angin untuk memperoleh pola aliran surface oil-flow.

Gambar 2.3 menunjukan distribusi Pressure Coefficient C_p di sekitar silinder sirkular pada $Re = 5.3 \times 10^4$ untuk tujuh sudut potong yang berbeda dari pada silinder kecil ($\theta_s = 0^\circ$, 10°, 20°, 30°, 45°, 53°, dan 65°), dan jarak antara titik tengah dua silinder dijaga konstant pada S/d = 1.375. Hasilnya menunjukan distribusi C_p hampir simetris untuk seluruh silinder kecil yang dites. Nilai CP pada wilayah depan sangat dekat dengan nol atau nilainya negatif. Hal ini karena terbentuk sebuah *quasi-static vortex* antara silinder kecil tipe-I dan silinder besar sebagaimana dinyatakan oleh **Tsuttsui dan Igarashi**, dan C_p maksimal 0.1-0.2 pada wilayah *reattachment* daripada separasi shear layer dari silinder kecil. Relatif terhadap silinder, penempatan tipe-I sirkular maupun irisan ($\theta_s = 0^\circ - 65^\circ$) didepan silinder sirkular besar cenderung untuk menunda titik separasi pada sisi bagian atas dan bawah daripada silinder sirkular. Terlihat juga bahwa kontrol pasif, silinder kecil tipe-I ($\theta_s = 0^\circ - 65^\circ$) mempercepat transisi dari *laminar* ke *turbulent boundary layer*.



Gambar 2.3. Distribusi Pressure Coefficient disekitar silinder sirkular untuk berbagai sudut potong (θ_s) pada $Re = 5.3 \times 10^4$ (**Triyogi et al , 2009**)

Gambar 2.4 menunjukan variasi koefisien drag daripada susunan tandem relatif terhadap nilai dari silinder tunggal (C_D/C_{D0}) dengan sudut potong silinder kecil θ_s , $Re = 5.3 \times 10^4$. Hasilnya menunjukan bahwa *drag coefficient* dari silinder yang disusun tandem C_D , untuk semua silinder kecil yang di tes, lebih kecil daripada nilai silinder tunggal C_{D0} atau $C_D/C_{D0} < 1$. Hal ini berarti penempatan silinder kecil di depan silinder sirkular lebih efektif dalam mengurangi gaya drag jika dibandingkan dengan silinder tunggal tanpa kontrol pasif. Nilai C_D paling rendah dicapai pada silinder kecil tipe-I sudut potong $\theta_s = 65^\circ$ sekitar 52 % dari coefficient drag silinder tunggal C_{D0} .



Gambar 2.4. Variasi koefisien drag berbagai silinder relatif terhadap silinder tunggal (C_D/C_{D0}) dengan sudut potong silinder kecil, untuk $Re = 5.3 \times 10^4$ (**Triyogi et al , 2009**)

Gambar 2.5 menunjukan variasi profil kecepatan di belakang silinder sirkular besar dengan sudut potong silinder kecil θ_s , $Re = 5.3 \times 10^4$. Profil kecepatan simetris, memberikan indikasi bahwa *wake* juga simetris dan hanya gaya drag yang diamati. Hasilnya menunjukan wilayah *wake* pada susunan tandem lebih kecil daripada silinder tunggal. Oleh karena itu terjadi penurunan C_D sebagaimana dikonfirmasi pada Gambar 2.4. Hal ini dikarenakan *wake* silinder kecil berinteraksi dengan silinder besar, dimana distribusi tekanan di sekitar silinder besar diganggu oleh *shear layer* yang keluar dari silinder kecil sedemikian sehingga proses separasi ditunda secara drastis. Hasil lainnya juga menunjukan penggunaan silinder tipe-I, untuk sudut potong tertentu, sebagai kontrol pasif memperbesar wilayah *wake* yang meninggalkannya. Hal ini berarti *shear layer* yang kuat mempengaruhi silinder besar dan proses separasi ditunda, disini gaya aerodinamik relatif berkurang, sebagaimana dinyatakan pada Gambar 2.4.



Gambar 2.5. Variasi profil kecepatan di belakang silinder besar dengan sudut potong silinder kecil, untuk $Re = 5.3 \times 10^4$ (**Triyogi et al , 2009**)

Gambar 2.6 dan gambar 2.7 menunjukan hasil visualisasi aliran pada dinding silinder besar menggunakan metode pola *surface oil-flow* dengan menggunakan $Re = 5.3 \times 10^4$, masing-masing untuk silinder tunggal dan susunan tandem dengan silinder kecil sudut potong 65°. Gambar 2.6

menunjukan bahwa titik stagnan silinder tunggal adalah terletak pada $\theta = 0^{\circ}$, dan titik separasi sekitar $\theta = 86^{\circ}$ dan 275° masing-masing untuk sisi atas dan bawah. Hal ini berarti bahwa *streamlines* di sekitar silinder tunggal simetris, sehingga wilayah wake di belakang silinder tunggal juga simetris. Posisi angular pada titik separasi ini diperoleh dari pola aliran *surface oil-slow* yang sesuai dengan posisi titik separasi yang diperoleh dari distribusi tekanan sebagaimana diindikasikan pada Gambar 2.3.



Gambar 2.6. Visualisasi aliran menggunakan metode pola surface oil-floow pada dinding silinder besar tunggal, untuk Re= 5.3 x 10⁴ (**Triyogi et al , 2009**)

Jika silinder kecil tipe-I ditempatkan pada *upstream* silinder besar sebagai kontrol pasif, sebagaimana diindikasikan pada Gambar 2.7, karakteristik aliran di sekitar silinder besar berubah relatif terhadap silinder tunggal atau tanpa kontrol pasif. Secara umum, menempatkan silinder kecil *upstream* memberikan streamline simetris di sekitar silinder besar dan membuat titik stagnan silinder besar bergeser ke belakang searah aliran.

Kesimpulan penelitian ini adalah pemasangan *bluff bodi* sebagai kontrol pasif di depan silinder sirkular efektif mengurangi drag pada silinder sirkular. Lebih jauh lagi, *bluff body* tipe-I sebagai kontrol pasif lebih efektif dibandingkan silinder penuh dalam upaya penurunan nilai drag. Sebagai kontrol pasif silinder kecil tipe-I dengan sudut potong $\theta_s = 65^\circ$ memberikan nilai pengurangan gaya drag paling besar diantara silinder kecil lainnya yang digunakan dalam penelitian ini.



Gambar 2.7. Visualisasi aliran menggunakan metode pola *surface oil-floow* pada dinding silinder besar tunggal untuk susunan tandem upstream silinder dengan sudut potong $\theta_s = 65^\circ$, untuk $Re = 5.3 \times 10^4$ (**Triyogi et al , 2009**)

Tsuttsui dan Igarashi (2002) melakukan eksperimen untuk kontrol aliran di sekitar silinder sirkular di dalam aliran udara, sebuah batangan silinder di letakan sebelum silinder sirkular kemudian menyelidiki pengaruh diameter batangan, jarak antara sumbu silinder sirkular dan batangan, angka Reynolds terhadap pengurangan tekanan drag silinder sirkular. Eksperimen dilaksakan pada terowongan angin kecepatan rendah dengan tinggi bagian pengetesan 400 mm, lebar 150 mm, dan panjang 800 mm. Diameter silinder besar D = 40 mm dan diamater batangan d = 1-10 mm. Jarak antara sumbu batangan dan silinder L = 50 - 120 mm. Kecepatan freestream U = 4 - 24 m/s dan *turbulent intencity* sekitar 0.4%. Angka Reynolds berdasarkan nilai D bervariasi antara 1.5 x $10^4 - 6.2$ x 10^4 . Visualisasi aliran di sekitar silinder sirkular menggunakan asap.

Gambar 2.8a menunjukan visualisasi aliran silinder tanpa batangan. Untuk silinder dengan batangan, dua pola aliran A dan B sesuai dengan dan tanpa *vortex shedding* terjadi dari batangan. Gambar 2.8c dan d adalah pola A dengan *vortex shedding* dari batangan. Bagian depan silinder sirkular terkena *vortices* dari batangan. Gambar 2.8b dan 2.8e adalah pola B, separasi *shear layer* dari batangan

jatuh pada bagian depan atau *face* dari silinder sirkuler dan *quasi-static vortex* terbentuk antara batangan dan silinder sirkuler.



Gambar 2.8. Visualisasi aliran dengan terowongan asap. (a) tanpa batangan, $Re = 1,5 \ge 10^4$. (b) Pola B, d/D = 0,075, L/D = 1.75, $Re = 1,5 \ge 10^4$, (c) Pola A, d/D = 0,075, L/D = 1.75, $Re = 2 \ge 10^4$ (d) pola A, d/D = 0,075, L/D = 2.0, $Re = 1.5 \ge 10^4$ dan (e) Pola B, d/D = 0,25, L/D = 2, $Re = 1,5 \ge 10^4$. (Tsuttsui dan Igarashi, 2002)

Gambar 2.8b dan 2.8c menunjukan bahwa aliran berubah dari pola A ke B dengan peningkatan angka Reynolds. Pada gambar 2.8b dan d, dan gambar 2.8d dan 2.8e, aliran berubah dari pola B ke A dan dari pola A ke B dengan peningkatan masing-masing L/D dan d/D. Beberapa fakta ini menunjukan bahwa L/D, d/D dan angka Reynolds adalah merupakan faktor-faktor yang dominan untuk pola-pola aliran.

Distribusi *pressure coefficient* disekitar silinder , C_p , ditunjukan pada gambar 2.9a dan 2.9b. Gambar 2.9a menunjukan variasi distribusi tekanan dengan angka Reynolds L/D = 1.75, d/D = 0.1. Sedangkan pengaruh diameter batangan terhadap distribusi tekanan pada L/D = 1.75 dan Re = 4.1 x 10⁴ ditunjukan pada gambar 2.8b. Hasilnya peningkatan angka Reynolds seiring dengan peningkatan diameter batangan dan nilai *pressure coefficient* (C_{Pb}).



Gambar 2.9. Distribusi tekanan di sekitar silinder sirkular. (a) Pengaruh dari *Re* dan (b) Pengaruh dari *d/D*. (Tsuttsui dan Igarashi, 2002)

Gambar 2.10a dan 2.10b menunjukan fluktuasi distribusi *pressure* coefficient di sekitar silinder sirkular, C'_P didefinisikan sebagai $\Delta p/0.5\rho U^2$, dimana Δp adalah nilai r.m.s. dari fluktuasi tekanan *p*'. Gambar 2.10a menunjukan variasi C'_P dengan angka Reynolds sama dengan kondisi pada Gambar 2.9a yaitu nilai C'_P menurun seiring dengan kenaikan angka Reynolds. Sedangkan pengaruh rasio diameter batangan d/D terhadap C'_P ditunjukan pada gambar 2.10b dimana nilai C'_P menurun seiring dengan penurunan d/D.



Gambar 2.10. Distribusi fluktuasi tekanan di sekitar silinder sirkular. (a) Pengaruh dari *Re* dan (b) Pengaruh dari *d/D* (**Tsuttsui dan Igarashi, 2002**)

Gambar 2.11a-2.11d menunjukan pergerakan titik separasi yang diperiksa dan pola aliran dengan metode surface oil-flow. Pada $Re = 1.5 \times 10^4$ titik separasi $\phi_s = 87.5^\circ$. Ketika angka Reynolds meningkat ke 4.1 x 10⁴ dan 6.2 x 10⁴ gelembung-gelembung titik separasi bergeser masing-masing dari 87.5°, 116° dan 118°.



Gambar 2.11. Pola aliran dengan metode *surface oil-fow* (untuk Pola B, d/D = 0,25, L/D = 2, $Re = 4.1 \ge 10^4$), (a) tanpa rod, (b) $Re = 1.5 \ge 10^4$, (c) $Re = 4.1 \ge 10^4$ dan (d) $Re = 6.2 \ge 10^4$. (Tsuttsui dan Igarashi, 2002)

Kesimpulan dari eksperimen ini adalah dua pola aliran dengan dan tanpa vortex shedding dari batangan terjadi berdasarkan pada diameter batangan d/D, jarak longitudinal L/D dan angka Reynolds Re. Ketika anka Reynolds naik sekitar 3 x 10⁴, gelembung separasi terbentuk dan titik separasi bergerak dengan cepat kebelakang relatif terhadap aliran (*downstream*), lebar separasi *shear layer* turun secara serentak dan konsekuensinya angka Strouhal meningkat. Beberapa nilai C_D turun dengan kenaikan angka Reynolds Re, d/D, dan menurunkan L/D. Penurunan tekanan *drag* dipengaruhi secara dominan oleh *Re*. Penurunan tekanan *drag*

belakang titik separasi pada silinder sirkular, oleh karena itu pola B lebih efektif dibandingkan dengan pola A dalam penurunan C_D .

Lee et al (2004) melakukan eksperimen tentang pengaruh pemasangan batangan kontrol kecil upstream silinder sirkular dengan lebih fokus pada karakteristik drag dan struktur wake di belakang silinder. Eksperimen dilakukan pada terowongan angin tipe *close-return* dengan bagian pengetesan lebar 0.72 x tinggi 0.6 x panjang 6 (m³). Kecepatan *freestream* ditetapkan pada *Uo* = 10 m/s dan intensitas turbulen pada bagian pengetesan kurang dari 0.08%. Angka Reynolds $\left(Re = \frac{U_0D}{v}\right)$ berdasarkan diameter silinder utama (D = 30 mm) sekitar Re = 20000. *Endplate* dipasang di kedua ujung atas dan ujung bawah silinder digunakan untuk mempertahankan aliran 2D alami dan meminimalisir pengaruh perkembangan boundary layer. Tinggi silinder utama atau jarak kedua plate adalah 600 mm. Diameter kontrol rod *d* bervariasi dari 4 - 8 mm (d/D = 0.133 - 0.267) dalam interval 1 mm. Jarak longitudinal pitch *L* antara titik tengah silinder utama dengan batangan kontrol yang di tes dalam penelitian ini adalah 45, 50, 55, 60, 62.5, 65, 70, 90, 105 dan 120 mm (L/D = 1.4 - 4.0).

Gambar 2.11 menunjukan distribusi tekanan rata-rata pada silinder utama pada jarak diameter batangan kontrol dengan rasio pitch 1.5 dan 2.17. Kedua nilai rasio pitch ini memberikan jarak rasio pitch kritis sehingga membedakan pola aliran *wake* kedalam *cavity mode* dan *impingement mode*. Sehingga distribusi koefisien tekanan diklasifikasikan kedalam dua grup. Untuk jarak rasio 1.5 (Gambar 2.12), tekanan rata-rata pada wilayah titik stagnan silinder utama berkurang besar dan mempunyai nilai negatif kecil. Tekanan terlihat sama terhadap tekanan dasar batangan kontrol. Sebagaimana yang diharapkan, dibandingkan dengan keadaan tanpa batangan kontrol, *form drag* berkurang dikarenakan penurunan tekanan yang besar di permukaan bagian depan silinder utama. Pada permukaan sisi depan (30° $< \theta < 70°$), tekanan rata-rata meningkat dan tekanan maksimal terjadi pada derajat $\theta = 30°$ disebabkan adanya benturan dari separasi *shear layer* dari upstream batangan kontrol. Pada saat diameter batangan kontrol meningkat, *pressure* *coefficient* menurun pada bagian depan silinder utama ($\theta \le 40^{\circ}$). Kemudian, kelanjutan aliran setelah bagian depan silinder utama terjadi peningkatan tekanan rata-rata pada bagian permukaan samping dan belakang. Titik separasi aliran pada saat fluida mengalami sebuah *adverse pressure gradient*, sedikit bergeser menjauh



Gambar 2.12. Pengaruh diameter batangan kontrol pada distribusi tekanan ratarata silinder utama. (a) L/D = 1.5 (b) $2.17 \blacksquare$, tanpa kontrol; o, d/D = 0,133; \blacktriangle , \bigstar 0,167; \Diamond , 0.2; , 0.233 (Lee et al, 2002)

Untuk kasus wake pada *impingement mode* (L/D = 2.17), distribusi tekanan rata-rata pada silinder utama sama bentuknya dengan *cavity mode*, namun distribusi tekanan pada L/D = 2.17 mendekati distribusi tekanan yang diamati pada silinder tanpa batangan kontrol. Dalam perbandingan dengan aliran *cavity mode* tekanan stagnan pada $\theta = 0^{\circ}$ lebih tinggi untuk *wake impingement mode* karena kecepatan aliran datang membaik dengan tidak adanya rongga antara dua silinder. Untuk diameter batangan kontrol kususnya (d/D = 0.2 dan 0.233), tekanan rata-rata pada permukaan *leeward* silinder utama lebih besar daripada silinder tanpa kontrol. Hal ini dihasilkan dari perlambatan separasi aliran yang disebabkan benturan *vortices shed* dari batangan kontrol. Untuk kedua mode, dengan adanya pemasangan batangan kontrol menggiring tekanan untuk menekan permukaan silinder utama yang menerima datangnya arah angin. Untuk *cavity mode*, pengurangan signifikan tekanan pada permukaan bertanggung jawab terhadap besarnya pengurangan gaya drag.

Beberapa kesimpulan dari penelitian ini adalah dari visualisasi aliran menunjukan adanya dua pola aliran yang berbeda yaitu cavity mode dan wake impingement mode tergantung pada jarak longitudinal pitch L. Struktur aliran tibatiba berubah dari satu mode ke mode lainnya pada rasio pitch kritis. Jarak pitch kritis L_c silinder utama menunjukan penurunan drag yang maksimal dapat ditunjukan dengan $L_c/D = 1.5 + 0.083d$ (0.133 $\leq d/D \leq 0.233$). Untuk *cavity mode*, silinder utama berada dalam wilayah terbentuknya vortex di belakang batangan kontrol. Hal ini mendorong penurunan tekanan yang besar pada permukaan silinder dan gaya drag yang bekerja pada silinder utama. Kecepatan profil dan frekuensi vortex shedding di dekat wake di belakang silinder utama mendadak berubah saat mendekati jarak pitch kritis. Maksimal penurunan drag coefficient silinder utama sekitar 29% dibandingkan dalam hal tanpa batangan kontrol. Pengurangan ini didapat menggunakan diameter batangan kontrol d/D = 0.233 terletak pada rasio pitch $L_c/D = 2.081$. Pengurangan maksimal total drag coefficient sistem keseluruhan termasuk silinder utama dan batangan kontrol sekitar 25% pada rasio pitch L/D = 1.833 dengan diameter batangan penganggu d/D = 0.233.

Aiba and Watanabe (1995) melakukan investigasi eksperimental karakteristik aliran potongan *bluff body* dari sebuah silinder sirkular. Volume potongan dari silinder sama dengan $\frac{d}{2}$ (1 – cos θ_s) dimana *d* dan θ_s adalah masingmasing diameter dan posisi angular (dalam hal silinder sirkular $\theta_s = 0^\circ$. Interval θ_s dari 0° ke 72.5° dan $R_e = 2.0 \times 10^4$ ke 3.5 x 10⁴. Hasil yang diperoleh adalah aliran tunggal di sekitar silinder terjadi pada sudut $\theta_s = 53^\circ$ ketika $R_e > 2.5 \times 10^4$ dan *base pressure coefficient* (-*C*_{*pb*}) dan *drag coefficient C*_{*D*} berada pada nilai paling kecil dibandingkan dengan nilai pada θ_s yang lain.

Hasilnya untuk *base pressure coefficient* (- C_{pb}) dan *drag coefficient* (C_D) ditunjukan sebagai fungsi θ_s untuk $Re = 3.1 \times 10^4$ pada gambar 2.13. Minimum (- C_{pb}) yang muncul sekitar $\theta_s = 53^\circ$ untuk kedua tipe (dalam tipe I, e/d = 0.6 ketika $\theta_s = 53^\circ$), dan nilainya 0.5 ~ 0.55. Karakteristik ini diperoleh dalam interval θ_s yang sempit ($50^\circ < \theta_s < 57^\circ$). Dalam beberapa angka Reynolds (- C_{pb}) mempunyai nilai 1.19 untuk sebuah silinder sirkular ($\theta_s = 0^\circ$) sebagaimana ditunjukan dalam
gambar2.13. Untuk plat biasa, $(-C_{pb}) = 1.28$. Hal ini dapat ditemukan bahwa $(-C_{pb})$ untuk $\theta_s = 53^{\circ}$ mempunyai nilai paling kecil dibandingkan pada saat $\theta_s = 0^{\circ}$. $(-C_{pb})$ untuk $\theta_s = 53^{\circ}$ menurun dengan peningkatan *Re* dan hampir konstant di wilayah *Re* > 2.5 x 10⁴. Untuk *drag coefficient* C_D pada interval $45^{\circ} < \theta_s < 57^{\circ}$ dan untuk $\theta_s =$ 0° dapat diamati pada gambar 2.12. Dari gambar 2.12 ditunjukan variasi C_D pada $\theta_s = 53^{\circ}$ hampir identik dengan $(-C_{pb})$ dan bahwa C_D dalam jarak interval $50^{\circ} < \theta_s$ < 53° mempunyai nilai minimal. Nilai ini hampir 50% C_D untuk silinder sirkular.



Gambar 2.13. Variasi dari (- C_{pb}) dan C_D dengan θ_s pada $Re = 3.1 \times 10^4$ (**Aiba and Watanabe, 1995**)

Kesimpulannya adalah karakteristik aliran tunggal di sekitar $\theta_s = 53^{\circ}$ dan (- C_{pb}) mempunyai nilai minimal 0.5 ~ 0.55 dalam kedua jenis silinder, ketika $\theta_s =$ 53° dan $Re > 2.5 \ge 10^4$. Di sekitar $\theta_s = 53^{\circ}$ nilai C_D untuk setiap model adalah minimal dan sekitar 50% daripada nilai silinder sirkular. Angka Reynolds kritis R_{ec} adalah sekitar $Re = 2.5 \ge 10^4$ dalam hal nilai $\theta_s = 53^{\circ}$. Altan & Altigan (2008) melakukan eksperimen pada turbin Savonius dengan menambahkan desain *curtain* yang dirangkai sedemikan rupa untuk meningkatkan performa turbin Savonius yang rendah. Desain *curtain* ini untuk mencegah torsi negatif pada sudu turbin cembung, diletakan di depan rotor dan secara eksperimental dilaksanakan dengan *curtain* dan tanpa *curtain*. Gambar 2.14 menunjukan desain daripada *curtain*. Panjang plate *curtain* diatur sedemikian sehingga untuk mencapai panjang optimal sehingga menghasilkan torsi paling besar. Diameter exit wind tunnel $\phi = 50$ cm, eksperiment apparatur di install sejauh 5 m dari exit wind tunnel supaya mendapatkan uniform flow. Pertama eksperimen dilakukan tanpa *curtain*, kemudian rangkaian *curtain* diletakan didepan rotor.



Gambar 2.14. Parameter dan susunan desain *curtain* (Altan & Altigan, 2008)

Gambar 2.15 menunjukan torsi static turbin Savonius tanpa *curtain* pada posisi rotor 45°, 60°, dan 90°. Torsi static paling tinggi diperoleh pada sudut rotor 45°.



Gambar 2.15. Nilai torsi statis diperoleh dengan rotor tanpa *curtain* pada saat posisi $\theta = 45^{\circ}$, 60°, dan 90° (Altan & Altigan, 2008)

Gambar 2.16 menunjukan sudut α berhubungan dengan perubahan nilai torsi statis diperoleh dari *curtain 1, curtain 2* dan *curtain 3* dalam eksperimen yang dibuat pada nilai α antara 30°, 60° ketika rotor pada posisi 90° dan $\beta = 10°$ dan $\beta =$ 15°. Gambar 16a torsi paling tinggi diperoleh pada sudut $\alpha = 45°$ ketika $\beta = 15°$ desain *curtain 1*. Gambar 16b torsi paling tinggi diperoleh pada *curtain 1* ketika posisi rotor $\alpha = 60°$ dan sudut *curtain* $\beta = 15°$ dan $\alpha = 45°$. Gambar 15c menunjukan nilai torsi maksimum diperoleh pada posisi rotor sudut $\alpha = 45°$ dan sudut *curtain* β = 10° dan $\alpha = 15°$.



Gambar 2.16. Perubahan torsi berdasarkan sudut *curtain* α untuk $\beta = 10^{\circ}$ dan $\beta = 15^{\circ}$ ketika posisi rotor $\theta = 90^{\circ}$, $\theta = 60^{\circ}$ dan $\theta = 45^{\circ}$ (Altan & Altigan, 2008)

Gambar 2.17 menunjukan grafik nilai torsi statis maksimal diperoleh dari eksperimen dalam posisi rotor yang berbeda turbin Savonius dengan dan tanpa *curtain*. Dari gambar tersebut diperoleh nilai torsi paling tinggi dari *curtain l* diikuti

dengan *curtain* 2 dan *curtain* 3. Juga performa rotor dengan *curtain* nampak paling tinggi dibandingkan dengan tanpa *curtain*.



Gambar 2.17. Perbandingan nilai torsi statis maksimal diperoleh dari rotor dengan dan tanpa *curtain* ketika posisi rotor pada $\theta = 90^{\circ}$, $\theta = 60^{\circ}$ dan $\theta = 45^{\circ}$ (Altan & Altigan, 2008)

Perubahan nilai torsi, dengan berbasis pada jumlah putaran, diperoleh dengan rotor tanpa *curtain* dan dengan *curtain* 1, *curtain* 2, dan *curtain* 3 pada sudut α = 45° dan β = 15° diberikan pada gambar 2.18. Perubahan torsi paling bagus diperoleh dari curtain 1 dengan nilai torsi sekitar 1.4 Nm.



Gambar 2.18. Perbandingan perubahan torsi dengan rotor tanpa *curtain* dan rotor dengan tipe *curtain* yang berbeda untuk sudut $\alpha = 45^{\circ} \text{ dan } \beta = 15^{\circ}$ (Altan & Altigan, 2008)

Perubahan nilai *power* dengan berbasis pada kecepatan rotasi dengan rotor tanpa *curtain* dan dengan sudut *curtain* 1, *curtain* 2 dan *curtain* 3 α = 45° dan β = 15° diberikan pada gambar 2.19. Rotor *power* paling tinggi diperoleh dari *curtain* dengan nilai 8 W.



Gambar 12.19. Perbandingan perubahan *power* dengan rotor tanpa *curtain* dan rotor dengan *curtain* yang berbeda tipe untuk sudut $\alpha = 45^{\circ} \text{ dan } \beta = 15^{\circ}$ (Altan & Altigan, 2008)



Gambar 2.20. Perbandingan daripada perubahan *power coefficient* (C_p) dengan rotor tanpa *curtain* dan rotro dengan *curtain* 1 untuk $\alpha = 45^{\circ}$ dan $\beta = 15^{\circ}$ (Altan & Altigan, 2008)

Perubahan *power coefficient*, dengan basis *tip-speed ratio* diperoleh dengan rotor tanpa *curtain* dan dengan sudut *curtain* 1, $\alpha = 45^{\circ}$ dan $\beta = 15^{\circ}$ diberikan pada gambar 2.20. Berdasarkan gambar tersebut dapat dilihat bahwa *power coefficient* daripada rotor dengan *curtain* 1 sekitar 2 kali lebih tinggi dibandingkan dengan rotor tanpa *curtain*.

Kesimpulan dari eksperimen ini adalah dengan adanya instalasi *curtain* di depan rotor tanpa merubah bentuk original turbin angin Savonius, memungkinkan untuk membuat pintu masuk yang menyempit di depan rotor dan hal ini meningkatkan kecepatan angin yang masuk ke rotor. Dengan adanya peningkatan *coeffisien of power, power values* dan *coeffisien of torque* sebagai pengaruh dari pemasangan *curtain* maka performa dari turbin angin Savonius meningkat.

T. Igarashi (1981), melakukan eksperimen karakter aliran pada dua buah silinder dengan diameter yang sama $(d_1/d_2=1) d = 34$ mm dengan variasi jarak L/d = 1.03-5.0 angka reynold berkisar antara 8.7 x $10^3 \le R_e \le 5.2 \times 10^4$ (4 m/s -24 m/s) dengan kesimpulan bahwa *quasi-stationary vortices vortex* terbentuk daintara dua silinder tersebut mempunyai efek sinifikan terhadap karakter aliran pada silinder sebagaimana ditunjukan pada gambar 2.21.



Gambar 2.21. Sketsa pola aliran (T.Igarashi, 1981)

Pada Gambar 2.21. menampilkan karakter aliran pada dua buah silinder, pada bagian A tidak terjadi adanya vortex yang timbul. Pada bagian B vortex yang dihasilkan tidak berpengaruh terhadap kecepatan aliran *freestream*. Pada bagian C mulai terbentuk *vortices* sedangkan bagian D *Quasi-stationary vortex* tidak stabil sehingga terbentuk *vortex shedding*. Bagian E Aliran sudah mulai stabil dengan pola yang berkesinambungan pada jarak tertentu sedangkan F pada sisi *upstream* silinder atau depan sisi *downstream* silinder terjadi separasi Boundary Layer.

Berdasarkan nilai distribusi tekanan yang didapatkan maka *coefficient of drag* dapat diketahui. Pada gambar 2.22 nilai C_{d1} *coefficient drag* pada sisi upstream silinder mengalami penurunan ketika variasi jarak L/d dinaikan. Tetapi nilai *coeffisien of drag* mengalami peningkatan kembali hingga 1.3 pada jarak L/D = 3.53 $\leq L/d \leq 3.68$. Nilai C_{d2} pada *coeffisien of drag* pada sisi silinder *downstream* mengalami penurunan ketika variasi jarak L/D dinaikan. Pada variasi jarak L/d =2.5 didapatkan nilai C_d terbesar. Selanjutnya nilai C_d mengalami peningkatan kembali hingga 0.45 pada jarak kritis $L/d \geq 3.53$.



Gambar 2.22. Coefficient of drag dari kedua silinder (T. Igarashi, 1981)

Mohammed et al (2010) melakukan studi numerik pada turbin Savonius dengan menempatkan plat penganggu dengan sudut β yang berbeda pada sisi bilah

turbin cembung atau *returning blade* dengan variasi 2 bilah turbin dan 3 bilah turbin dengan kecepatan angin 10 m/s seperti ditunjukan pada gambar 2.23.



Gambar 2.23. Skema penempatan plat pengganggu pada sisi bilah turbin cembung atau *returning blade* (Mohammed et al, 2010)

Hasil penelitiannya menunjukan nilai *coefficient of power* maksimal dicapai dengan 2 bilah turbin. Pada *speed ratio* 0.7 dengan sudut $\beta =100.83^{\circ}$ dapat meningkatkan *coefficient of power* (C_p) dari turbin savonius hingga 27.3% pada dua bilah turbin. Sedangkan pada tiga bilah turbin dapat meningkat hingga 27.5% jika dibandingkan dengan rotor turbin Savonius tanpa pengganggu. Grafik di tunjukan pada gambar 2.24.



Gambar 2.24. *Coefficient Power* (C_p) dua blade dan tiga blade terhadap *speed ratio* masing-masing kiri dan kanan, terhadap presentase relatif peningkatan antara Savonius tanpa pengganggu dan Savonius dengan pengganggu (**Mohammed et al , 2010**)

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Skema dan Parameter Ukur

Penelitian ini menggunakan beberapa parameter yang mempengaruhi hasil penelitian. Skema dan parameter pengukuran ditunjukan gambar 3.1.



Gambar 3.1 Skema turbin Savonius .

Dimana :

- U : kecepatan free stream aliran (m/s)
- ρ : densitas fluida (kg/m³)
- μ : viskositas dinamis fluida (N.s/m²)
- d : diameter silinder pengganggu dengan sudut iris 53° (m)
- S : jarak antara pusat silinder pengganggu dan pusat returning blade (m)
- b : diameter overlap (m)
- D : diameter returning blade (m)
- Ds : diameter savonius (m)
- De : diameter endplates (m)

3.2 Analisa Dimensi

Secara umum dijelaskan bahwa analisa dimensi adalah suatu cara yang kuat pada mekanika fluida, sangat bermanfaat untuk semua disiplin khususnya ketika dibutuhkan untuk desain dan melakukan eksperimen. Tiga tujuan utama analisa dimensi adalah sebagai berikut:

- a. Untuk menghasilkan nondimensional parameter yang membantu dalam desain eksperimen baik fisikal dan atau numerikal serta laporan hasil eksperimen
- b. Untuk mencapai hukum-hukum skala sehingga prototype performance dapat di prediksi dari model performance.
- c. Untuk memprediksi kecenderungan-kecenderungan dalam hubungan antara beberapa parameter.

Dalam menentukan analisa dimensi penelitian performa turbin Savonius perlu diketahui *list of relevant parameter*, terdapat n = 11parameter diantaranya adalah sebagai berikut:

 $P = f(U, \rho, \mu, d, S, b, D, Hs, h, n)$

Dimana :

U	= freestream kecepatan aliran (m/s)
ρ	= kerapatan udara (kg/m ³)
μ	= viskositas dinamis fluida (N.s/m ²)
d	= diameter silinder pengganggu dengan sudut iris 53° (m)
S	= jarak center silinder <i>bluff body</i> dengan center <i>returning</i>
	blade
b	= diameter <i>overlap</i> (m)
D	= diameter <i>returning blade</i> (m)
Hs	= tinggi Savonius (m)
h	= tinggi <i>bluff body</i>
n	= putaran sudu turbin
Р	= Daya (N.m/s)

Sedangkan *primary dimension* untuk masing-masing parameter dapat di tuliskan sebagai berikut:

Р	U	ρ	μ	d	S	b	D	Hs	h	n
$\frac{M}{Lt^3}$	$\frac{M}{L^3}$	$\frac{M}{Lt}$	$\frac{L}{t}$	L	L	L	L	L	L	$\frac{1}{t}$

Sebagai taksiran awal, j di set sama dengan 3, yaitu jumlah *primary dimensions* yang ditunjukan pada permasalahan (M, L, t)

j = 3

Reduction

Jika nilai j benar, jumlah Π ditaksir dengan teorema *Buckingham Pi* adalah sebagai berikut:

Number of expected
$$\Pi$$
's:

$$k = n - j = 11 - 3 = 8$$

$$\Pi_1 = \rho^a U^b D^c P = \left(\frac{M}{L}\right)^a \left(\frac{M}{Lt}\right)^b (L)^c \left(\frac{ML^2}{t^3}\right) = (M^0 L^0 t^0)$$

Dimana :

M = a + 1 = 0L = -3a + b + c + 2 = 0 T = -b - 3 = 0 Diperoleh : a = -1, b = -3, c = -2 Sehingga :

$$\Pi_1 = \rho^{-1} U^{-3} D^{-2} P$$
 atau $\Pi_1 = \frac{P}{\rho U^3 D^2}$

Dengan cara yang sama diperoleh ;

$$\Pi_{2} = \frac{\mu}{\rho UD}$$

$$\Pi_{3} = \frac{d}{D}$$

$$\Pi_{4} = \frac{S}{D}$$

$$\Pi_{5} = \frac{H}{D}$$

$$\Pi_{6} = \frac{h}{D}$$

$$\Pi_{7} = \frac{b}{D} \qquad \Pi_{8} = \frac{nD}{U}$$

Dari analisa dimensi dapat diperoleh grup tanpa dimensi sebagai berikut:

- Π_1 = *Coefficient of Power*
- Π_2 = angka Reynolds

 Π_3 = rasio diameter silinder *bluff body* dengan diameter *returning blade*

 Π_4 = rasio jarak center *returning blade* dengan center *bluff body* dengan diameter *returning blade*

 Π_5 = rasio antara tinggi turbin Savonius dengan diameter *returning blade*

- Π_6 = rasio tinggi silinder *bluff body* dengan diameter *returning blade*
- Π_7 = rasio tinggi silinder *bluff body* dengan diameter *returning blade*

$$\Pi_8 = tip-speed \ ratio$$

Hubungan dari parameter-parameter tanpa dimensi adalah sebagai berikut:

$$\Pi_{1} = f(\Pi_{2}, \Pi_{3}, \Pi_{4}, \Pi_{5}, \Pi_{6}, \Pi_{7}, \Pi_{8})$$
$$\frac{P}{\rho U^{3} D^{2}} = f \left(\frac{\mu}{\rho U D}, \frac{d}{D}, \frac{S}{D}, \frac{H}{D}, \frac{h}{D}, \frac{b}{D}, \frac{nD}{U}\right)$$

Sehingga diperoleh variable tetap $\frac{d}{D}$, $\frac{H}{D}$, $\frac{h}{D}$, $\frac{b}{D}$ pada penelitian ini, sedangkan variabel $\frac{\mu}{\rho UD}$, $\frac{S}{D}$ dan $\frac{nD}{U}$ merupakan variabel yang divariasikan untuk mengetahui seberapa besar pengaruhnya terhadap *Coefficient of Power* pada turbin angin Savonius sehingga hubungan antar variabel menjadi :

$$\frac{P}{\rho U^3 D^2} = f2\left(\frac{\mu}{\rho UD}, \frac{S}{D}, \frac{nD}{U}\right)$$

Pada penelitian ini, untuk variabel $\frac{\mu}{\rho UD}$, $\frac{P}{\rho U^3 D^2}$, $\frac{nD}{U}$ nilai D sebanding dengan L yaitu L = 2D – b. Sehingga hubungan antar variabel menjadi :

$$\frac{P}{\rho U^{3}L^{2}} = f3 \left(\frac{\mu}{\rho UL}, \frac{S}{D}, \frac{nL}{U}\right) atau \ Cp = f\left(R_{e}, \frac{S}{D}, Tsr\right)$$

3.3 Metode Eksperimen

Untuk melaksanakan penelitian ini, dibuat sebuah benda uji eksperimen berupa turbin angin Savonius tanpa *e-gap* dengan *endplate* disetiap ujungnya, untuk aliran udara (U_o) freestream menggunakan blower axial fan dengan distribusi kecepatan yang konstan. Beberapa pengukuran diambil sebagai parameter untuk digunakan sebagai data dukung perhitungan investigasi performa turbin Savonius. Adapun detail benda uji dan alat ukur yang digunakan adalah sebagai berikut:



Gambar 3.2. Skema eksperimental pengujian turbin savonius silinder pengganggu I-65^o pada bilah turbin cembung.

a. Benda Uji

Dalam melaksanakan eksperimen turbin Savonius dengan kontrol pasif *bluff body* tipe I-65° ini, dibuat skema gambar yang menjelaskan dimensi dari benda uji yang digunakan sebagaimana ditunjukan pada Gambar 3.3



Gambar 3.3. Turbin Savonius dengan kontrol pasif tipe I-65° (a) tampak atas (b) tampak samping

Untuk geometri turbin Savonius yang digunakan dalam eksperimen ini adalah sebagai berikut :

Diameter bilah turbin cembung/cekung (D)	: 152.4	mm
Diameter turbin angin Savonius (Ds)	: 284.8	mm
Diameter endplates (De)	: 320	mm
Diameter Overlap (b)	: 20	mm
Diameter bluff body silinder sirkuler (d)	: 76.2	mm
Tinggi turbin Savonius (Hs)	: 300	mm
Tinggi bluff body silinder sirkuler (<i>h</i>)	: 500	mm
Tebal endplates (te)	:1	mm
Jarak Penempatan Bluff body (S/D)	: 1.2 ≤	$S/D \leq 2.2$

b. Blower

Blower pada penelitian eksperimen ini digunakan sebagai alat yang mengalirkan fluida udara sebagai aliran searah pada turbin *Savonius*. Pada pengujian ini kecepatan angin dari blower diatur oleh *Voltage regulator*.

Manufacture Model / type	:	CKE SF-46
Air Flow	:	4.413 CFM
Static Pressure	:	520 Pa
Rotation	:	2.850 rpm
Power	:	1.700 kw
Voltage / Phase	:	220 - 240 V

Berikut adalah spesifikasi detail dari pada blower :



Gambar 3.4 Blower udara CKE SF-46

c. Alat Ukur

Pengukuran dengan menggunakan beberapa alat ukur perlu dilakukan untuk menentukan beberapa parameter yang diperlukan diantaranya berupa kecepatan rotasi dari benda uji, pengukur kecepatan angin yang dihasilkan oleh blower, pengukur torsi statis dan pengukur torsi dinamis. Detail alat ukur ditunjukkan dibawah ini :

1. Tachometer

Tachometer adalah perangkat yang digunakan untuk mengukur RPM atau *Revolutions Per Minute* dari setiap benda yang berputar. Tachometers dapat berupa *contact based* atau *non-contact base*. Tachometers *non-contact based* menggunakan sinar laser atau sinar infra merah untuk memantau putaran benda apapun. Hal ini dilakukan dengan menghitung waktu yang dibutuhkan untuk satu kali rotasi.



Gambar 3.5. Non-Contactable based tachometer

Spesifikasi Tachometer yang digunakan pada penelitian ini sebagai berikut:

Manufacture Model / type	: OMEGA/HHT13
Range	: 5 - 99.999 rpm
Accuracy	: 0.01% of reading or ± 1 digit
Resolution	: 0.001 to 0.1 rpm
Display	: 5-digit alphanumeric LCD
Memory	: Maz, min and last
Power	: 2 "AA" 1.5 Vdc Batteries
Environmental	: $5^{\circ} to \ 40^{\circ} C$

2. Anemometer

Anemometer, perangkat untuk mengukur kecepatan aliran udara di atmosfer, terowongan angin, dan aplikasi aliran gas lainnya. Paling banyak digunakan untuk pengukuran kecepatan angin adalah jenis *revolving-cup electric anemometer* dimana *revolving-cup* ini akan berputar sebagai reaksi daripada angin, memutar sebuah generator listrik. Output dari generator mengoperasikan meteran listrik yang dikalibrasi dalam kecepatan angin. Sebuah *propeler* juga bisa digunakan untuk menggerakan generator listrik seperti pada *revolving-cup electric anemometer*. Alat ini secara khusus sangat sesuai untuk pengukuran kecepatan angin yang rendah.



Gambar 3.6. Anemometer Digital LCD Wind Speed Meter Gauge

Spesifikasi Anemometer yang digunakan pada penelitian ini sebagai berikut:

Ranges	
HHF141A	: 25 mm (1") probe, 300 to 6800 FPM (1.5 to 35.00
MPS)	
HHF141B	: 70 mm (2-3/4") probe, 40 to 7800 FPM (0.2 to
40.00 MPS)	
Accuracy	: $\pm 1.0\%$ of reading ± 1 -digit
Resolution	: 1 FPM or 0.01 MPS
Display	: 12.7 mm (0.5") LCD, 4-digits, with LED backlight
Operating Temp:	
Instrument	: 0 to 50°C (32 to 125°F)
Probe	: -20 to 100°C (-4 to 210°F)
Power Supply	: 3 "AA" alkaline batteries (included)
Battery Life	: Approximately 150 hours

Dimensions:

Instrument	: 165 x 83 x 38 mm (6.5 x 3.25 x 1.5")
HHF140A	: 25 mm (1") diameter head
HHF140B	: 70 mm (2.75") diameter head
Cable	: 1.5 m (5')
Outputs (Optional)	: USB or 0 to 5 Vdc analog signal

3. Pengukur torsi statis

Torque dapat dibagi menjadi dua kategori besar yaitu torsi statis maupun torsi dinamis. Dalam diskusi torsi statis vs dinamis dapat dengan mudah dimulai dari pemahaman tentang perbedaan antara gaya torsi statis dan dinamis. Sederhananya, gaya torsi dinamis melibatkan percepatan sedangkan kekuatan torsi statis tidak. Gambar 3.7. menunjukan alat ukur torsi statis.



Gambar 3.7. Alat pengukur torsi statis.

Spesifikasi Tachometer yang digunakan pada penelitian ini sebagai berikut:

Manufacture Model / Seri	: LUTRON TQ – 8800
Display Unit / Resolution	
Max. Range	: 15 kg-cm, 1299 lb-inch, 147.1 N-cm
High Resolution	: 0.01 kg-cm, 0.01 lb-inch, 0.1 N-cm
Low Resolution	: 0.1 kg-cm, 0.1 Lb-inch, 1 N-cm
Over Load Protection Range	: 22.5 kgf-cm max, 19.53 Lbf-inch max,
	220.1 N-cm max

4. Pengukur torsi dinamis

Mengacu pada penelitian **Kadam & Patil [11]** dan **Mahmoud et al [12]** pengukuran torsi dinamis menggunakan *Rope Brake Dynamometer* yang ditunjukan pada Gambar 3.8. *Rope Brake Dynamometer* adalah suatu alat untuk mengukur *brake power* dari sebuah engine, terdiri dari lilitan tali yang melingkar pada poros yang berputar dimana ujung tali dihubungkan dengan *spring balance* dan ujung yang lain dihubungkan pada beban. *Power* di serap dalam gesekan antara tali dengan poros yang berputar. *Rope Brake Dynamometer konstruksinya* cepat, murah dan mudah tetapi akurasinya rendah dikarenakan perubahan koefisien gesek tali terhadap perubahan temperatur.



Gambar 3.8. Skema Brake Dynamometer Mahmoud et al [10].

Keterangan : 1. Pulley, 2. Nylon string, 3. Mass, 4. Spring Balance, 5. Turbine Savonius Blade, 6. Poros turbin, 7. Suport stand

Rope Brake Dynamometer yang digunakan sebagai metode pengukuran torsi dinamis menggunakan benang dengan merk Sufix Ultra Knot yang menghubungkan antara spring balance, pulley, poros rotasi dan beban. Sedangkan spring balance yang digunakan adalah dari Nagata C-5. Sebagaimana ditunjukan pada Gambar 3.9. Static torque Coefficient dihitung menggunakan persamaan (2.8). Adapun spesifikasi detail daripada spring balance dan jenis benang yang digunakan adalah sebagai berikut:

:	Nagata C-5
:	Single Dial Display 187 mm
:	3 Кд
:	1 gram
	: : :

Sedangkan benang yang digunakan adalah sebagai berikut :

Manufacture Model/Merk	:	Sufix Ultra Knot
Length/Diameter	:	1500 mm / 0.505 mm
Maximum load capacity	:	38 lb/16.9 kg



Gambar 3.9. Nagata dial hanging scale & benang Sufix Ultra Knot

3.4 Prosedur Eksperimen

Dalam melaksanakan eksperimen ini perlu dibuat sebuah prosedur dengan tujuan mendapatkan alur kerja yang baik sehingga diperoleh hasil penelitian yang efektif dan efisien. Prosedur penelitian ini adalah sebagai berikut:

- Benda uji di bangun dengan layout sebagaimana ditunjukan pada Gambar 3.3 (a) dan (b).
- 2. Melakukan pemasangan alat ukur torsi *Rope Brake Dynamometer*, pengaturan jarak blower, honeycomb dan turbin blade
- 3. Blower berperan untuk menghasilkan aliran udara dengan voltage regulator sebagai pengatur putarannya, diatur dengan kecepatan aliran udara ($U_0 = freestream$) yang diukur dengan anemometer.
- 4. Pengukuran awal beberapa parameter dilakukan dengan tanpa kontrol pasif *bluff bodi* tipe I-65^o diantaranya kecepatan angin dengan rentang 0 ≤ TSR ≤ 1.4
- 5. Pengukuran putaran RPM dilakukan dengan tachometer *noncontactable base* dengan memperhatikan putaran turbin yang stabil.
- 6. Pengukuran torsi statis dilakukan dengan *Static Torque Measuring Devices*.
- 7. Pengukuran torsi dinamis dengan *Rope Brake Dynamometer*, perhitungan menggunakan persamaan 6.
- Konfigurasi benda uji dipertahankan untuk kemudian dirangkai dengan kontrol pasif *bluff bodi* tipe I-65^o dengan jarak (*S/D*) sesuai dengan literatur.
- Pengukuran ulang dari langkah 4 7 dengan variasi kontrol pasif pada upstream bilah turbin cembung.
- 10. Beberapa parameter yang dihasilkan dari ekperimen diantaranya, RPM, torsi statis dan dinamis, digunakan untuk menghitung daya, *Coefficient Power* (*Cp*) dan *tip-speed ratio* (TSR) diplot dalam bentuk grafik dibandingkan dengan data ekperimen antara dengan kontrol pasif bluff body tipe I-65^o dan tanpa kontrol pasif.

3.5 Metode Numerik

a. Geometri dan Kondisi Batas

Sebuah desain tiga dimensi (3D) dibuat dengan software SolidWorks 2017 untuk membangun model turbin Savonius konvensional. Kemudian di *save* dalam format .IGES dan software ANSYS AIM 18.2 digunakan untuk membuat *mesh*. Dalam simulasi dan analisa ini jumlah *unstructured mesh element* yang digunakan antara 1.100.000 sampai 2.000.000 elemen, **Hassanzadeh et al [12]**. *Geometry mesh* yang cukup halus merupakan suatu hal yang penting karena perhitungan yang kurang akurat disebabkan karena *mesh* dan permukaan yang kasar.

Pada Gambar 3.10. ukuran minimal domain yang digunakan 20 kali radius rotor di setiap sisi turbin untuk menghindari *blokage effect* dimana *boundary condition* pada *wall* mampu mempengaruhi aliran utama pada geometri. Untuk batas *outflow* diperpanjang kurang lebih setengah ukuran domain size untuk mengurangi *backflow effect* yang mungkin terjadi selama simulasi, dan hal ini sudah diijinkan semua oleh para peneliti yang lain dalam kerja simulasi mereka **[7, 12]**.



Gambar 3.10. Ukuran domain perhitungan dan kondisi batas, a). Boundary Condition on Design Modeller, b) sphere interface y-axis view c) 2D boundary Condition

Gambar 3.11. Menunjukan konfigurasi *boundary condition* pada *Design Modeller* dengan silinder *bluffbody* S/D = 1.6 *upstream returning blade* dimana *Sphere enclosure* sebagai rotating zone, *Box Enclosure* sebagai kondisi batas stationary zone, kemudian *bluffbody* tipe I-65° S/D = 1.6 diletakan di depan returning blade Turbine Savonius dengan *endplate*.



Gambar 3.11 Konfigurasi *boundary condition* pada *Design Modeller* dengan silinder *bluffbody* S/D = 1.6 *upstream returning blade*; 1) *Sphere enclosure*, 2) *Box Enclosure*, 3) *bluffbody* tipe I-65° S/D = 1.6 , 4) Turbine Savonius dengan *endplate*

Simulasi numerik dilaksanakan dengan menggunakan *software Ansys AIM* 18.2 di *install* pada *PC all in one "Dell Inspiron One"* dengan spesifikasi prosesor 7th Generation Intel® CoreTM i5-7200U Processor (3M Cache, up to 3.10 GHz), Operating System Windows® 10 Home, Harddisk Drive dengan kapasitas 1TB 5400 rpm Hard Drive dan diperkuat dengan graphic card Intel® HD Graphics 620 with shared graphics memory.

b. Grid Independence

Studi *grid independence* dilaksanakan pada konfigurasi Turbin Savonius tanpa penempatan silinder *bluffbody*. Hal ini ditujukan untuk menyatakan bahwa konfigurasi kondisi batas dan *solver setup* yang di input dalam Ansys Fluent yang dilaksanakan hasilnya mendekati nilai dari eksperimen penelitian dari literatur dengan nilai error seminimal mungkin. *Grid independence* dilaksanakan dengan

beberapa geometri 3 Dimensi, dengan grid tidak terstruktur (*unstructured grids*) dengan peningkatan densitas dan kualitas, disusun dengan jumlah *mesh element* bervariasi dari 1.100.000 – 1.800.000 pada turbin Savonius konvensional tanpa penempatan silinder *bluffbody*. Karena spesifikasi komputer dan waktu untuk evaluasi simulasi CFD meningkat dengan cepat, seiring peningkatan jumlah *mesh element*, maka susunan mesh dengan jumlah *element* 1.500.000 dipertahankan untuk semua hasil simulasi lebih lanjut yang ditunjukan dalam penelitian ini. Gambar 4.10 menunjukan hasil *grid independece* simulasi numerik turbin Savonius tanpa *bluffbody* dalam grafik *coefficient of power* (*Cp*) sebagai fungsi *Tips Speed Ratio* (λ) yang dibandingkan dengan hasil eksperimen atau simulasi dari literatur.



Gambar 3.12 *Grid independece* simulasi numerik turbin Savonius tanpa *bluffbody* dalam grafik *coefficient of power* (*Cp*) sebagai fungsi *Tips Speed Ratio* (λ) yang dibandingkan dengan hasil eksperimen atau simulasi dari literatur.

Dari grafik *grid independence* tersebut dapat diketahui bahwa semakin tinggi jumlah *mesh element, coefficient of power* (*Cp*) maksimal semakin naik. Pada *mesh element* 1.800.000 grafik mendekati experiment **T. Hayashi et al (2015)**, dan sedikit dibawah hasil simulasi **Mohamed et al (2010)**. Dari sini dapat dinyatakan

bahwa konfigurasi simulasi yang telah dibangun hasilnya mampu mendekati literatur dengan nilai *error* terkecil 1.45%. Berikutnya dapat diamati bahwa grafik *Cp* sebagai fungsi TSR hasil eksperiment turbin Savonius tanpa *bluffbody* penelitian ini mendekati grafik mesh dengan 1.500.000 element. Oleh karena itu dengan memperhatikan waktu yang dibutuhkan, mempertimbangkan kemampuan komputer untuk simulasi CFD dan hasil eksperimen turbin Savonius tanpa *bluffbody* maka konfigurasi CFD dengan *mesh element* 1.500.000 dipertahankan untuk seluruh hasil simulasi yang ditunjukan dalam penelitian ini. Adapun diskripsi *mesh* 1.500.000 element ditunjukan pada gambar 3.13 sebagai berikut:



Gambar 3.13. 3D *cross sectional* view *unstructured mesh* a). Dua zona cell yang terpisah, stationary zone dan rotating zone b). *Wireframe view* mesh 1.500.011 element dan 273.117 cells/nodes

Gambar 3.13 Menunjukan *cross sectional view* mesh dengan jumlah elemen 1.500.011 dan cells/nodes 273.117 yang digunakan dalam setiap simulasi yang ditunjukan dalam penelitian ini.

c. Ansys Fluent Solver Setup

Semua simulasi yang ditunjukan dalam penelitian ini menggunakan software Ansys AIM 18.2. Berdasarkan literatur yang dijadikan acuan, persamaan URANS (Unsteady Reynolds-Average Navier Stokes) diselesaikan dengan menggunakan algorithma SIMPLE (the Semi-Implicit Method for Pressure-Linked *Equations*). Semua variable-variable aliran dan kuantitas turbulensi didiskritisasi dalam *finite-volume formulation* menggunakan skema *second-order upwind*. Kemudian untuk aliran *unsteady* diselesaikan dengan menggunakan *SMM* (*Sliding Mesh Model*).

Prosedur simulasi secara menyeluruh khususnya model turbulensi yang digunakan sudah divalidasi dan dipublikasikan dengan perbandingan beberapa hasil eksperimental untuk turbin Savonius konvensional. Hasilnya menunjukan adanya kesepakatan yang baik antara hasil CFD dan eksperimen untuk target fungsi *Coefficient of Power* (*Cp*) ketika menggunakan turbulen model *reliazable k-* ε dengan *enhanced wall treatment* **[7,13].** Model turbulensi *k-* ε digunakan dengan algoritma segregasi *SIMPLE*. Algoritma *SIMPLE* digunakan dalam hubungan antara perbaikan kecepatan dan tekanan untuk memperkuat konservasi masa dan untuk memperoleh bidang tekanan **ANSYS Fluent Theory Guide**, **2012 [14].** Untuk meningkatkan akurasi, pilihan *double precision* diinput dengan *second order upwind* berdasarkan diskritisasi persamaan aliran rata-rata, turbulensi dan transisi.

Untuk *transient solver, coeficients of moment (Cm)* dipantau setiap waktu dengan nilai referensi *reference area* di input dengan *swept area* daripada turbin Savonius dan *reference length* diinput dengan turbin Radius.

Boundary conditions untuk simulasi diambil dari data eksperimental. Hal ini termasuk kecepatan udara *inlet* yaitu 5 m/s ($Re = 9x10^4$), 7 m/s ($Re = 12.7x10^4$) dan 9 m/s ($Re = 16.3x10^4$) dan kecepatan rotasional daripada turbin *blades*. Tekanan *outlet* di jaga konstant pada tekanan atmosferik. Dinding *blades* diberikan *no slip condition* dan *zero rotational velocity* relatif terhadap *sliding mesh zone* atau setara dengan rotasi domain fluids.

Time step size tergantung pada nilai RPM untuk setiap kondisi. *Time step* dihitung untuk perhitungan setiap 2º putaran turbin. Untuk 6 kali putaran penuh 1080 *time steps* setiap simulasi di-*running* dengan 40 iterasi setiap *time step*.

d. Validasi Data Eksperimetal Dan Numerik

Proses validasi penelitian masing-masing dilakukan pada data eksperimental dan simulasi numerik pada saat turbin tanpa dan dengan kontrol pasif *bluff body* tipe I-65°. Hasil simulasi numerik dengan kontrol pasif dibandingkan dengan data eksperimental dengan nilai paling optimal dengan parameter *average coefficients of power* (*Cp*) sebagai fungsi dari *tip-speed ratio*.

3.6 Prosedur Simulasi Numerik

Berikut beberapa prosedur simulasi numerik yang akan dilaksanakan pada penelitian ini.

- 1. Simulasi numerik menggunakan software Ansys 18.1
- 2. Model geometri didesain menggunakan software SolidWorks 2017.
- 3. Kondisi batas dibuat tiga dimensi (3D) seperti pada Gambar 3.9 pada menu *desain modeller*.
- 4. Input Solver Setup pada Fluent,
- 5. Perhitungan iterasi.
- 6. Hasil simulasi numerik divalidasi diambil dari yang paling identik dengan data dari literatur.
- Model geometri yang sudah valid dipertahankan dengan adanya pemasangan kontrol pasif *bluffbody* tipe I-65^o.
- Perhitungan iterasi pada geometri dengan kontrol pasif *bluffbody* tipe I-65°.
- 9. Validasi data simulasi numerik dengan data eksperiment.

3.7 Flowchart Penelitian

Gambar 3.14. dan Gambar 3.15. menunjukan urutan langkah daripada penelitian yang akan dilakukan masing-masing dengan eksperimental dan simulasi numerik.



Gambar 3.14. Flow Chart Studi Eksperimen



Gambar 3.15. Flow Chart Studi Simulasi Numerik

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini akan dibahas beberapa hasil data ekperimen dan simulasi yang telah di lakukan. Diantaranya adalah beberapa data yang menunjukan pengaruh performa turbin angin Savonius konvensional terhadap adanya *bluffbody upstream returning blade* yang diberikan variasi berupa bilangan Reynolds pada jarak poros tengah silinder pengganggu relatif terhadap poros tengah turbin Savonius dan tegak lurus terhadap arah datangnya angin. Data yang diperoleh dari eksperimen akan divalidasi dengan data simulasi dalam bentuk bilangan tanpa dimensi torsi statis *coefficient of power (Cp)* dan torsi dinamis *coefficient of moment (Cm)*.

4.1 Data Penelitian dan Contoh Perhitungan

Dalam pengambilan data pada studi eksperimen ini menggunakan fluida kerja udara dengan asumsi *steady*, aliran *incompressible* dengan karakteristik fluida sebagai berikut:

- Tekanan absolut udara dalam keadaan standar (P_{std}) = 101325 N/m².
- Temperatur udara dalam keadaan standar $(T_{std}) = 288,3 \text{ K}$
- Temperatur udara pada saat uji eksperimen adalah (T) = 301,2 K $(28.05 \, ^{\circ}C)$
- Massa jenis udara dalam keadaan standar (ρ_{std}) = 1, 1772 kg/m³

4.1.1 Perhitungan Bilangan Reynolds

• Massa Jenis Udara (ρ)

Dari persamaan gas ideal didapatkan :

$$PV = mRT$$

Dengan membagi dua ruas dengan m, maka persamaan menjadi:

$$P\frac{V}{m} = R T$$
, dengan $\frac{m}{V}$ adalah ρ maka menjad $i\frac{P}{\rho} = R T$

Maka :

$$\rho = \frac{P}{RT} \tag{4.1}$$

Dimana :

ρ	: massa jenis udara (kg/m ³)
Р	: tekanan udara : 101325 Pa
R	: konstanta spesifik gas = 287,058 J/kg.K
T	

T : temperature saat penelitian =
$$301,2 \text{ K} / 28.05^{\circ}\text{C}$$

Maka:

$$\rho = \frac{101325 \ Pa}{287 \ \frac{J}{kg \ K} \ 301,2 \ K} = \mathbf{1}, \mathbf{1721} \ \frac{kg}{m^3}$$

• Viskositas Udara

Untuk mendapatkan viskositas udara dapat digunakan persamaan Sutherland:

$$\mu = \frac{b T^{3/2}}{S+T}$$
(4.2)

Untuk udara *b* adalah 1,458 X 10^{-6} kg/m.s.K^{1/2} Dan *S* adalah 110,4 K. Dengan temperature terukur pada saat uji eksperimen yaitu 301,2 K. maka viskositas udara sama dengan :

$$\mu = \frac{1,458 \times 10^{-6} \ 301,2^{3/2}}{110,4 + 301,2}$$
$$= 1,846 \times 10^{-5} kg/ms$$

• Kecepatan Udara (U)

Bedasarkan persamaan Bilangan Reynolds (2.1)didapatkan bahwa :

$$U = \frac{Re \times \mu}{\rho \times L} \tag{4.3}$$

dimana :

L = Panjang karakteristik turbin angin Savonius

 $L = 2D-b = (2 \times 152, 4 \text{ mm}) - 19 \text{ mm} = 285.8 \text{mm}$

$$Re = 16.3 \times 10^4$$

Maka kecepatan :

$$U = \frac{16.3 \times 10^4 \times 1,846 \times 10^{-5}}{1,1721 \times 0,2858} = \mathbf{8},\mathbf{98}\frac{\mathbf{m}}{\mathbf{s}}$$

• Bilangan Reynolds

$$Re = \frac{\rho V (2D - b)}{\mu} = \frac{1,1721 \frac{kg}{m^3} \times 8,98 \frac{m}{s} \times 0.2858}{1,846 \times 10^{-5} kg/ms} = 162956.44$$

4.1.2 Perhitungan Tip Speed Ratio (TSR)

Bedasarkan persamaan (2.6) didapatkan bahwa :

$$\lambda = \frac{\omega R}{U} \tag{2.6}$$

Dimana:

- ω : kecepatan radial turbin = $\frac{2\pi rn}{60}$ (rad/s)
- N : kecepatan putar turbin (rpm)

$$\omega = \frac{2 \times \pi \times 353 \, rpm}{60} = 36,95 \, rad/s$$

- R : jari jari sudu turbin angin savonius = L/2 = 142,9 mm
- U : kecepatan udara = 9,01 m/s

Maka didapatkan TSR:

$$TSR = \frac{36,95\frac{rad}{s} \times 0,1429 m}{8.98\frac{m}{s}} = 0,587$$

4.1.3 Perhitungan Coeffcient of Power

• Torsi Dinamis

$$\tau = \{(s-m)g\} \times r \tag{4.5}$$

Dimana :

- *S* : massa yang terbaca pada pegas (Kg)
- *m* : massa beban (kg)
- g : gravitasi (m/s²)
- *r* : jari jari poros tempat menerima beban (m)

maka didapatkan nilai torsi dinamis sebesar :

$$T = \left\{ \left(\frac{2485 - 1295}{1000} \right) \cdot 9,81 \right\} \times \frac{0.019}{2} = \mathbf{0}, \mathbf{111} \ \mathbf{N}. \ \mathbf{m}$$
57

• Coefficient of power (CoP)

Persamaan dari Coefficient of power adalah sebagai berikut :

$$CoP = \frac{T\omega}{\frac{1}{2}\rho \, U^3 A} \tag{2.7}$$

Dimana :

A : luas permukaan turbin angin savonius yang terpapar angin

 $A = L \ge H = 0.2858 \text{ m} \times 0.3 \text{ m} = 0.08574 \text{ m}^2$

- U : Kecepatan udara free stream (m/s)
- ρ : densitas udara pada saat uji eksperimen (kg/m³)
- ω : kecepatan radial turbin (rad/s)
- τ : torsi dinamis (Nm)

Maka nilai CoP didapatkan:

$$CoP = \frac{0,111 Nm \cdot 36,95 raa/s}{\frac{1}{2} \cdot 1,1721 kg/m^3 \cdot (8.98 m/s)^3 \cdot 0,08574 m^2} = \frac{4,098}{36,63}$$
$$= 11,187 \%$$

~ -

4.1.4 Perhitungan coefficient of moment

Persamaan Coeffcient of moment :

$$Cm: \frac{2T}{\rho U^2 AR} \tag{2.4}$$

Dimana :

- *T* : Torsi Dinamis =0,111Nm
- ρ : Massa jenis udara = 1,1721 Kg/m³
- U : Kecepatan Udara = 8.98 m/s
- R : Jari-jari turbin angin savonisius = 0,1429 m
- A : Luasan yang terkena angin = $0,08754 \text{ m}^2$

$$Cm: \frac{2 \times 0,111 N.m}{1,1721 \frac{Kg}{m^3} \times (9m/s)^2 \times 0,08754 m^2 \times 0,1429 m} = \frac{0.22}{1.19} = 0,187$$
4.2 Analisa Turbin Angin Savonius Tanpa penghalang dengan Variasi Bilangan Reynolds 9×10^4 , 12.7×10^4 dan 16.3×10^4

Hasil studi eksperimen turbin angin Savonius tanpa *bluffbody upstream returning blade* dengan variasi bilangan Reynolds 9×10^4 , 12.7×10^4 dan 16.3×10^4 akan dibahas di awal sub bab ini, kemudian dituliskan hasil simulasi numerik yang digunakan sebagai validasi data hasil eksperimen. Pengukuran performa turbin angin tanpa *bluffbody* ini dilakukan untuk mengetahui performa awal dari turbin Savonius yang selanjutnya akan dibandingkan dengan data hasil eksperimen dengan penempatan *bluffbody*. Analisa yang akan dibahas meliputi, putaran maksimal turbin terhadap bilangan *Reynolds*, torsi statis, *coefficient of moment*, TSR dan *coefficient of performance* yang dihasilkan turbin. Data yang telah didapatkan ditunjukan pada tabel 4.1

Bilangan	n _o Max	Tso	CoPo	λ (Pada	CMo	λ (Pada
Reynolds	(RPM)	(N.cm)	Max (%)	CoPo	Max	CM_o
				Max)		Max)
9×10^4	471	4.5	17.7	0.79	0.34	0.13
$12,7 \times 10^{4}$	610	9	17.15	0.75	0.34	0.17
$16,3 \times 10^{4}$	649	12	11.14	0.59	0.3	0.11

Tabel 4.1 Data turbin angin Savonius Tanpa Penghalang Silinder

Dari Tabel 4.1 dapat dijelaskan bahwa semakin tinggi Bilangan Reynolds untuk turbin tanpa *bluffbody*, semakin turun nilai *coefficient of power* (*Cp*) sehingga kecepatan dengan kenaikan *Cp* tertinggi untuk turbin Savonius konvensional adalah pada kecepatan angin 5 m/s.

4.2.1 Analisa Putaran Poros terhadap Bilangan Reynolds

Pengujian turbin Savonius tanpa *blufbody upstream returning blade* diawali dengan pengukuran putaran poros atau *Revolution per Minute (RPM*) diukur dengan menggunakan *tachometer non-cantactable*. Pengukuran dilakukan pada Bilangan Reynolds 9×10^4 , 12.7×10^4 dan 16.3×10^4 . Data yang didapatkan adalah putaran poros dalam bentuk RPM sebagaimana ditunjukan pada gambar 4.2 sebagai berikut:



Gambar 4.1 Grafik Putaran Poros terhadap Bilangan Reynolds

Dari gambar 4.1, trendline grafik naik seiring dengan naiknya bilangan Reynolds. Nilai tertinggi berada pada Bilangan Reynolds = 16.3×10^4 dengan nilai putaran poros 649 RPM. Sedangkan nilai terendah berada pada bilangan Reynolds = 9×10^4 dengan nilai 471 RPM.

Hal ini dikarenakan semakin tinggi bilangan Reynolds, maka kecepatan angin akan semakin tinggi seiring dengan kenaikan gaya drag *advancing blade* yang bertambah tinggi pula. Ketika gaya drag tinggi maka putaran turbin akan semakin tinggi.

4.2.2 Analisa coefficient of power terhadap TSR.

Dari hasil pengujian eksperimen turbin Savonius tanpa penghalang didapatkan data *coefficient of power* (*Cp*) terhadap TSR. Bilangan Reynolds yang dipakai adalah 9×10^4 , 12.7×10^4 dan 16.3×10^4 . Pengukuran Torsi Dinamis menggunakan *Rope Brake Dynamometer*. Dari hasil pengukuran didapatkan Gambar 4.3



Gambar 4.2 Evolusi *coefficient of power* (*Cp*) sebagai fungsi dari Tip Speed Ratio tanpa *bluffbody* pengganggu

Gambar 4.2 menunjukan evolusi nilai *coefficient of power* (*Cp*) sebagai fungsi dari TSR untuk turbin tanpa *bluffbody* pengganggu untuk Reynolds number 9×10^4 , 12.7×10^4 dan 16.3×10^4 dimana *coefficient of power* (*Cp*) akan semakin tinggi seiring dengan naiknya *tips Speed Ratio* kemudian turun pada saat melebihi titik optimumnya. Nilai *coefficient of power* (*Cp*) maksimum terdapat pada Bilangan Reynolds = 9×10^4 dengan nilai 17,69% pada TSR = 0.79. Nilai *coefficient of power* (*Cp*) maksimum terendah ada pada Bilangan Reynolds = 16.3×10^4 dengan nilai 11,14% pada TSR = 0.59.

Pada Bilangan Reynolds = 9×10^4 turbin dapat berputar pada Tip Speed Ratio Maksimum 1,17 sedangkan nilai *coefficient of power* (*Cp*) maksimumnya terdapat pada Tip Speed Ratio = 0,75 dengan nilai 17.15%. Pada Bilangan Reynolds = $12,7 \times 10^4$ berputar dengan Tip Speed Ratio Maksimum 1,26, nilai *coefficient of power* (*Cp*) Maksimum berada pada nilai Tip Speed Ratio = 0,75 dengan nilai *coefficient of power* (*Cp*) 17,15%. Pada bilangan Reynolds = $16,3 \times 10^4$ turbin memiliki Tip Speed Ratio tertinggi sebesar 1,06 nilai *coefficient of power* (*Cp*) maksimum jatuh pada Tip Speed Ratio = 0,59 dengan nilai 11,14%.

Dikarenakan Nilai *coefficient of power* (*Cp*) maximum tertinggi diperoleh pada bilangan Reynolds = 9×10^4 , maka turbin angin Savonius ini lebih efisien digunakan pada kecepatan 5 m/s. Pada bilangan Reynolds 16,3 x 10^4 terjadi penurunan nilai *coefficient of power* (*Cp*). Hal ini dikarenakan meningkatnya kecepatan angin akan membuat putaran turbin semakin cepat dan turbin akan membentuk seperti *solid wall* dimana fluida tidak dapat mencapai bilah turbin menyebabkan daya turbin yang dihasilkan lebih rendah.

4.2.3 Torsi Statis terhadap Sudut Sudu Turbin

Dengan menggunakan alat ukur torsi statis Lutron TQ 8800 didapatkan data Torsi statis tanpa penghalang. Pengukuran dilakukan pada saat sudu turbin berada pada sudut 0° hingga 180° terhadap arah datangnya angin. Bilangan Reynolds yang digunakan adalah 9×10^4 , 12.7×10^4 dan 16.3×10^4 . Dari hasil pengukuran didapatkan grafik sebagai berikut:



Gambar 4.3 Grafik Torsi Statis (Ncm) terhadap sudut bilah turbin (θ)

Pada gambar 4.3 dapat dilihat bahwa nilai dari torsi statis akan meningkat seiring dengan meningkatnya bilangan Reynolds. Nilai torsi statis minimum

terendah berada pada bilangan Reynolds = $16,3 \times 10^4$ dengan nilai = -0,99 N.cm pada sudut 140°. Dan nilai tertinggi pada bilangan Reynolds = $16,3 \times 10^4$ dengan nilai 10,55 N.cm pada sudut 30°.

Sudut 30° mempunyai nilai tertinggi pada semua variasi Reynolds number. Sedangkan sudut 150-170° mempunyai nilai terendah. Pada sudut 30 derajat mempunyai nilai tertinggi diperkirakan karena pada sudut tersebut nilai gaya drag *advancing blade* lebih tinggi dibandingkan pada *returning blade* serta terdapat gaya *lift* yang searah dengan gaya drag *advancing blade*. Pada sudut 140-160 derajat gaya drag pada *advancing blade* lebih rendah dibandingkan pada returning blade serta diduga gaya *lift* yang terjadi berlawanan arah dengan gaya drag *advancing blade* sehingga menghasilkan nilai negative. Kisaran sudut 140-160 dengan nilai torsi statis negatif mengindikasikan turbin tidak mempunyai kemampuan *self starting* atau harus menggunakan gaya dari luar untuk mulai berputar seperti menggunakan motor starter atau pada eksperimen ini turbin didorong dengan jari untuk memulai berputar.

4.2.4 Analisa coefficient of Moment (Cm) terhadap Tip Speed Ratio

Dari pengukuran torsi dinamis dengan menggunakan *rope brake dynamometer*, didapatkan nilai *coefficient of moment* (*Cm*). *coefficient of moment* (*Cm*) adalah perbandingan antara Torsi dinamis turbin angin Savonius dengan torsi yang dihasilkan oleh energi angin. Experiment menggunakan bilangan Reynolds 9×10^4 , 12.7×10^4 dan 16.3×10^4 . Dari hasil pengukuran didapatkan grafik seperti berikut:



Gambar 4.4 Evolusi *coefficient of Moment* (*Cm*) sebagai fungsi dari Tip Speed Ratio tanpa *bluffbody* pengganggu.

Gambar 4.4 menunjukan evolusi *coefficient of Moment* (*Cm*) sebagai fungsi dari TSR, dimana semakin tinggi TSR, maka nilai *coefficient of Moment* (*Cm*) akan semakin rendah. Nilai *coefficient of moment* (*Cm*) maksimum tertinggi berada pada Reynolds number = 9×10^4 dengan nilai = 0,343. Sedangkan nilai *coefficient of moment* (*Cm*) maksimum pada bilangan Reynolds = $16,3 \times 10^4$ adalah *C_m* = 0,297 merupakan nilai paling rendah diantara ketiganya. Nilai *coefficient of moment* (*Cm*) akan semakin naik apabila Reynolds number naik. Hal ini dikarenakan turbin angin Savonius lebih optimal pada Reynolds number 9×10^4 dibandingkan dari ketiga Reynolds number lainnya. Untuk Reynolds number tinggi dengan kecepatan angin tinggi akan menyebabkan turbin angin Savonius berputar dengan sangat cepat sehingga turbin angin seolah-olah membentuk *solid wall*. Nilai *coefficient of moment* (*Cm*) tertinggi yang diperoleh pada bilangan Reynolds = 9×10^4 membuktikan nilai *coefficient of moment* (*Cm*) tertinggi naga nilai seolah.

4.3 Analisa Perfoma Turbin angin Savonius Dengan Penghalang.

Setelah melakukan analisa performa turbin tanpa *bluffbody* tipe I-65° dilakukan analisa performa turbin dengan menempatkan *bluffbody* tipe I-65° *upstream returning blade*. Hal ini bertujuan untuk memperoleh performa turbin angin Savonius yang optimal dengan menempatkan kontrol pasif *bluff body* silinder sirkular type I-65° sebagai pengganggu di depan bilah turbin cembung atau *returning blade*, pada variasi jarak $1.2 \le (S/D) \le 2.2$, variasi *tip-speed ratio* (*TSR*) antara $0 < \lambda < 1.4$ dan dilakukan pada bilangan Reynolds number 9×10^4 , 12.7×10^4 dan 16.3×10^4 .

4.3.1 Coefficient of power terhadap Tip Speed Ratio dengan variasi $1.2 \le S/D \le 2.2$.

4.3.1.1 Coefficient of power terhadap Tip Speed Ratio pada Bilangan Reynolds 9×10⁴

Coefficient of power (*Cp*) merupakan Perbandingan antara energi yang dihasilkan oleh turbin terhadap energi yang diberikan oleh angin. Hasil dari eksperimen diperoleh data *coefficient of power* (*Cp*) terhadap *Tip Speed Ratio* untuk setiap jarak S/D dan setiap Reynolds number. Data *coefficient of power* (*Cp*) terhadap *Tip Speed Ratio* akan dibandingkan pada setiap jarak S/D antara turbin dengan bluffbody dan tanpa *bluffbody* pada Reynolds number 9×10^4 . Dengan membandingkan kedua konfigurasi turbin Savonius tersebut akan diperoleh posisi jarak S/D yang optimum. Grafik yang didapatkan adalah sebagai berikut:



Gambar 4.5 Evolusi *coefficient of power* (*Cp*) sebagai fungsi *Tips* Speed Ratio dengan variasi posisi $1.2 \le S/D \le 2.2$ pada Reynolds number 9×10^4

Gambar 4.5 menunjukan evolusi *coefficient of power* (*Cp*) sebagai fungsi *Tips Speed ratio* dengan silinder *bluffbody* tipe I-65° variasi posisi jarak $1.2 \le S/D \le 2.2$ pada Bilangan Reynolds = 9×10^4 . Data grafik eksperimen tersebut menunjukan bahwa untuk *bluffbody* tipe I-65° dengan jarak S/D = 1,4 mempunyai nilai *coefficient of power* (*Cp*) maksimum tertinggi dengan nilai 0.22 pada TSR = 0,76 dan nilai *coefficient of power* (*Cp*) maksimum terendah pada posisi S/D = 2,2sebesar 0.18 pada TSR = 0,75.

S/D	TSR	Cp max	cm	persentase kenaikan %	Keterangan
NBB	0.81	0.19	0.23	0.00	tanpa bluffbody
1.2	0.79	0.24	0.30	27.40	Naik
1.4	0.78	0.24	0.31	31.00	Naik
1.6	0.77	0.23	0.29	21.33	Naik
1.8	0.74	0.19	0.26	0.00	tetap
2	0.76	0.18	0.24	-2.39	Turun
2.2	0.75	0.18	0.24	-3.47	Turun

Tabel 4.2 Perubahan nilai *coefficient of power* (*Cp*) maksimal terhadap variasi jarak $1.2 \le S/D \le 2.2$ dibandingkan dengan turbin tanpa *bluffbody* pada Re = $9x10^4$.

Tabel 4.2 menunjukan perubahan nilai maksimal *coefficient of power* (*Cp*) terhadap variasi jarak S/D yang kemudian dibandingkan dengan nilai *coefficient of power* (*Cp*) turbin Savonius tanpa *bluffbody* pada Reynolds Number $9x10^4$. Jika dibandingkan dengan performa turbin tanpa *bluffbody*, posisi silinder *bluffbody* paling efektif diletakkan pada S/D = 1,4 dimana nilai *coefficient of power* (*Cp*) maksimal diperoleh lebih tinggi 31,00% dibanding dengan tanpa *bluffbody*. Untuk posisi jarak S/D = 1,2, *coefficient of power* (*Cp*) maksimum yang dihasilkan oleh turbin naik sebesar 27.40% pada TSR 0,79. Untuk titik $2.0 \le S/D \le 2.2$ *coefficient of power* (*Cp*) maksimal lebih rendah daripada turbin tanpa *bluffbody* masing-masing sebesar 2.39% dan 3.47%. Semua nilai *coefficient of power* (*Cp*) maksimal diperoleh pada TSR dalam kisaran antara $0.74 \le TSR \le 0.81$.



Gambar 4.6 Grafik perbandingan *coefficient of power* maksimal antara turbin dengan *bluffbody* dan tanpa *bluffbody* Cp_{max}/Cp_{0max} terhadap variasi jarak $1.2 \le S/D \le 2.2$ pada Re = $9x10^4$.

Gambar 4.6 menunjukan perubahan nilai maksimal *coefficient of power* (*Cp*) antara turbin Savonius dengan *bluffbody* dan dengan tanpa *bluffbody* terhadap variasi jarak $1.2 \le S/D \le 2.2$ pada Reynolds Number $9x10^4$. Pada titik jarak S/D = 1.2 nilai perbandingan *coefficient of power* maksimal Cp_{max}/Cp_{0max} adalah 1.27 atau terjadi kenaikan sebesar 27%, pada titik jarak S/D = 1.4 nilai dari Cp_{max}/Cp_{0max} adalah 1.31 atau terjadi kenaikan sebesar 31%, pada titik jarak S/D = 1.6 nilai dari Cp_{max}/Cp_{0max} adalah 1.21 atau terjadi kenaikan sebesar 21%. Sedangkan pada jarak titik $1.8 \le S/D \le 2.2$ nilai dari Cp_{max}/Cp_{0max} adalah hampir mendekati angka satu, hal ini menunjukan hampir tidak ada perubahan signifikan terhadap nilai *coefficient of power* (*Cp*) maksimalnya.

Pada posisi S/D =1.2 terjadi kenaikan *coefficient of power* (*Cp*) secara signifikan hal ini diperkirakan karena adanya resultan gaya drag *advancing blade* yang terjadi pada turbin angin Savonius lebih tinggi dibandingkan tanpa *bluffbody* sebagai akibat dari penambahan silinder *bluffbody* tipe I-65^o didepan *returning blade*. Silinder *bluffbody* akan melepaskan *shear layer* yang akan mengalami *reattachment* pada area aliran laminer *returning blade* sehingga menunda titik

transisi mempercepat perubahan aliran laminer menjadi turbulen, sehingga wake mengecil, kemudian mereduksi gaya drag returning blade, menaikan resultan gaya drag antara kedua turbin blade dan nilai coefficient of power (Cp) yang dihasilkan akan naik. Sedangkan titik jarak $1.8 \le S/D \le 2.2$ nilai coefficient of power (Cp) hampir tidak ada perubahan dibandingkan dengan tanpa bluffbody karena semakin jauh peletakan silinder bluffbody di depan sudu returning blade akan seperti dua buah benda yang berdiri sendiri tanpa saling mempengaruhi satu sama lain.

4.3.1.2 Coefficient of power terhadap Tip Speed Ratio pada Bilangan Reynolds 12,7×10⁴

Coefficient of power (*Cp*) merupakan Perbandingan antara energi yang dihasilkan oleh turbin terhadap energi yang diberikan oleh angin. Hasil dari eksperimen diperoleh data *coefficient of power* (*Cp*) terhadap *Tip Speed Ratio* untuk setiap jarak S/D dan setiap Reynolds number. Data *coefficient of power* (*Cp*) terhadap *Tip Speed Ratio* akan dibandingkan pada setiap jarak S/D antara turbin dengan bluffbody dan tanpa *bluffbody* pada Reynolds number $12,7\times10^4$. Dengan membandingkan kedua konfigurasi turbin Savonius tersebut akan diperoleh posisi jarak S/D yang optimum. Grafik yang didapatkan adalah sebagai berikut:



Gambar 4.7 Evolusi *coefficient of power* (*Cp*) sebagai fungsi dari *Tip* Speed Ratio dengan variasi posisi $1.2 \le S/D \le 2.2$ pada bilangan Reynolds $12,7 \times 10^4$

Gambar 4.7 Evolusi *coefficient of power* (*Cp*) sebagai fungsi *Tip Speed ratio* dengan variasi posisi jarak $1.2 \le S/D \le 2.2$ silinder *bluffbody* tipe I-65° *upstream returning blade* pada Reynolds number $12,7 \times 10^4$. Dari grafik tersebut, posisi silinder *bluffbody* S/D = 1,4 mempunyai nilai *Cp* maksimum tertinggi dengan nilai 0.21 pada TSR = 0,76 dan nilai *coefficient of power* (*Cp*) maksimum terendah pada posisi S/D = 2,2 sebesar 0.16 pada TSR = 0,75. Nilai Tip Speed Ratio tertinggi ada pada posisi S/D = 2,2 dengan nilai 1,29 sementara nilai terendahnya ada pada posisi S/D = 2,2 dengan nilai 1,15.

Tabel 4.3 menunjukan pengaruh perubahan nilai maksimal *coefficient of power* (*Cp*) terhadap variasi jarak S/D yang kemudian dibandingkan dengan nilai *coefficient of power* (*Cp*) turbin Savonius tanpa *bluffbody*. Jika dibandingkan dengan performa turbin tanpa *bluffbody*, posisi silinder *bluffbody* paling efektif diletakkan pada S/D = 1,4 dimana nilai *coefficient of power* (*Cp*) didapatkan lebih tinggi 25.66% dibanding dengan tanpa *bluffbody*. Untuk posisi jarak S/D = 1,2, *coefficient of power* (*Cp*) maksimum yang dihasilkan oleh turbin naik sebesar 20%

pada TSR 0,78. Untuk titik S/D = 1.8 pada Reynolds number 12,7x10⁴ ini masih terjadi kenaikan *coefficient of power* (*Cp*) maksimal sebesar 1.00%, sedangkan pada Reynolds number $9x10^4$ untuk titik jarak yang sama *coefficient of power* (*Cp*) turun dibandingkan dengan turbin tanpa *bluffbody*. Sedangkan pada posisi S/D = 2,0 dan 2,2 *coefficient of power* (*Cp*) maksimal lebih rendah daripada turbin tanpa *bluffbody* masing-masing sebesar 2.21% dan 3.89%. Semua nilai *coefficient of power* (*Cp*) diperoleh pada TSR dalam kisaran antara 0.74-0.78.

Tabel 4.3 Pengaruh perubahan nilai maksimal *coefficient of power* (*Cp*) terhadap variasi jarak $1.2 \le S/D \le 2.2$ dibandingkan dengan turbin tanpa *bluffbody* pada Re = 12.7×10^4 .

S/D	TSR	Cp max	cm	persentase kenaikan %	Keterangan
NBB	0.75	0.17	0.23	0	tanpa bluffbody
1.2	0.78	0.21	0.26	20.00	Naik
1.4	0.76	0.21	0.28	25.66	Naik
1.6	0.74	0.17	0.23	1.85	Naik
1.8	0.77	0.17	0.22	1.00	Naik
2	0.76	0.17	0.22	-2.22	Turun
2.2	0.76	0.16	0.22	-3.89	Turun

Gambar 4.8 menunjukan evolusi perubahan nilai maksimal *coefficient of* power (*Cp*) antara turbin Savonius dengan *bluffbody* dan dengan tanpa *bluffbody* sebagai fungsi dari variasi jarak $1.2 \le S/D \le 2.2$ pada Reynolds Number 12.7×10^4 .



Gambar 4.8 Evolusi *coefficient of power* (*Cp*) maksimal antara turbin dengan bluffbody dan tanpa bluffbody Cp_{max}/Cp_{0max} sebagai fungsi dari variasi jarak $1.2 \le S/D \le 2.2$ pada Re = 12.7×10^4 .

Pada titik jarak S/D = 1.2 nilai perbandingan *coefficient of power* maksimal Cp_{max}/Cp_{0max} adalah 1.20 atau terjadi kenaikan sebesar 20%, pada titik jarak S/D = 1.4 nilai dari Cp_{max}/Cp_{0max} adalah 1.26 atau terjadi kenaikan sebesar 26%, pada titik jarak S/D = 1.6 nilai dari Cp_{max}/Cp_{0max} adalah 1.02 atau terjadi kenaikan sebesar 26%. Sedangkan pada jarak titik $1.8 \leq S/D \leq 2.2$ nilai dari Cp_{max}/Cp_{0max} adalah hampir mendekati angka satu, hal ini menunjukan hampir tidak ada perubahan terhadap nilai *coefficient of power* (*Cp*) maksimalnya.

Pada posisi $1.2 \le S/D \le 1.8$ diduga resultan gaya drag yang terjadi pada turbin angin Savonius lebih tinggi dibandingkan dengan tanpa *bluffbody* dikarenakan penambahan silinder *bluffbody upstream returning blade* menurunkan tekanan didepan bilah turbin cembung atau *returning blade* dan akhirnya gaya drag pada *returning blade* lebih rendah dari pada bilah turbin *returning blade* tanpa penghalang dan nilai *coefficient of power* (*Cp*) yang dihasilkan akan naik.

Pada posisi jarak $2.0 \le S/D \le 2.2$ terjadi penurunan nilai *coefficient of power* (*Cp*) diduga dikarenakan penempatan *bluffbody* silinder tipe I-65^o semakin kebelakang dianggap seperti dua buah body yang berdiri sendiri tanpa saling

mempengaruhi satu sama lainnya. Sehingga nilai *coefficient of power* (*Cp*) maksimal tidak banyak berubah dibandingkan turbin tanpa *bluffbody*. Oleh karena itu penempatan silinder *bluffbody* pada Reynolds number 12.7×10^4 efektif pada posisi jarak $1.2 \le S/D \le 1.8$.

4.3.1.3 Coefficient of power terhadap Tip Speed Ratio pada Bilangan Reynolds 16.3×10^4

Coefficient of power (*Cp*) merupakan Perbandingan antara energi yang dihasilkan oleh turbin terhadap energi yang diberikan oleh angin. Hasil dari eksperimen diperoleh data *coefficient of power* (*Cp*) terhadap *Tip Speed Ratio* untuk setiap jarak S/D dan setiap Reynolds number. Data *coefficient of power* (*Cp*) terhadap *Tip Speed Ratio* akan dibandingkan pada setiap jarak S/D antara turbin dengan bluffbody dan tanpa *bluffbody* pada Reynolds number $16,3\times10^4$. Dengan membandingkan kedua konfigurasi turbin Savonius tersebut akan diperoleh posisi jarak S/D yang optimum. Grafik yang didapatkan adalah sebagai berikut:



Gambar 4.9 Evolusi *coefficient of power* (*Cp*) sebagai fungsi dari *Tip* Speed Ratio dengan variasi posisi $1.2 \le S/D \le 2.2$ pada bilangan

Reynolds $16,3 \times 10^4$

Gambar 4.9 menunjukan evolusi *coefficient of power* (*Cp*) sebagai fungsi dari *Tip Speed ratio* dengan variasi posisi jarak $1.2 \le S/D \le 2.2$ *bluffbody* silinder tipe I-65° ditempatkan pada *upstream returning blade* dengan Reynolds number $12,7\times10^4$. Dari grafik tersebut, posisi silinder *bluffbody* S/D = 1,4 mempunyai nilai *Cp* maksimum tertinggi dengan nilai 0.133 pada TSR = 0,59 dan nilai *coefficient of power* (*Cp*) maksimum terendah pada posisi S/D=1,8 sebesar 0.111 pada TSR = 0,54. Nilai Tips Speed Ratio tertinggi ada pada posisi jarak silinder S/D = 1,4dengan nilai 1,09 sementara nilai terendahnya ada pada posisi S/D = 2,2 dengan nilai 1,00.

Tabel 4.4 menunjukan pengaruh perubahan nilai maksimal *coefficient of power* (*Cp*) terhadap variasi jarak S/D yang kemudian dibandingkan dengan nilai *coefficient of power* (*Cp*) turbin Savonius tanpa *bluffbody*. Jika dibandingkan dengan performa turbin tanpa *bluffbody*, posisi silinder *bluffbody* paling efektif diletakkan pada S/D = 1,4 dimana nilai *coefficient of power* (*Cp*) didapatkan lebih tinggi 19.64% dibanding dengan tanpa *bluffbody*. Untuk posisi jarak S/D = 1,2, *coefficient of power* (*Cp*) maksimum yang dihasilkan oleh turbin naik sebesar 11.96% pada TSR 0,58. Sedangkan pada posisi S/D = 1.8, 2.0 dan 2,2 *coefficient of power* (*Cp*) maksimal lebih rendah daripada turbin tanpa *bluffbody* masing-masing sebesar 0.19%, 0.08% dan 0.01%. Semua nilai *coefficient of power* (*Cp*) diperoleh pada TSR dalam kisaran antara 0.54-0.59.

Tabel 4.4 Pengaruh perubahan nilai maksimal *coefficient of power* (*Cp*) terhadap variasi jarak $1.2 \le S/D \le 2.2$ dibandingkan dengan turbin tanpa

S/D	TSR	Cp max	cm	persentase kenaikan %	Keterangan
1	0.59	0.11	0.19	0	tanpa bluffbody
1.2	0.59	0.12	0.21	11.97	Naik
1.4	0.59	0.13	0.22	19.64	Naik
1.6	0.58	0.11	0.20	2.77	Naik
1.8	0.54	0.11	0.20	-0.19	Turun
2	0.57	0.11	0.19	-0.09	Turun
2.2	0.57	0.11	0.18	-0.02	Turun

bluffbody pada $Re = 16.3x10^4$.

Gambar 4.10 menunjukan perubahan nilai maksimal *coefficient of power* (*Cp*) antara turbin Savonius dengan *bluffbody* dan dengan tanpa *bluffbody* terhadap variasi jarak $1.2 \le S/D \le 2.2$ pada Reynolds Number 16.3×10^4 .

Pada titik jarak S/D = 1.2 nilai perbandingan *coefficient of power* maksimal Cp_{max}/Cp_{0max} adalah 1.12 atau terjadi kenaikan sebesar 12%, pada titik jarak S/D = 1.4 nilai dari Cp_{max}/Cp_{0max} adalah 1.20 atau terjadi kenaikan sebesar 20%, pada titik jarak S/D = 1.6 nilai dari Cp_{max}/Cp_{0max} adalah 1.03 atau terjadi kenaikan sebesar 3%. Sedangkan pada jarak titik $1.8 \leq S/D \leq 2.2$ nilai dari Cp_{max}/Cp_{0max} adalah hampir mendekati angka satu, hal ini menunjukan hampir tidak ada perubahan terhadap nilai *coefficient of power* (*Cp*) maksimalnya.



Gambar 4.10 Evolusi *coefficient of power* (*Cp*) maksimal antara turbin dengan bluffbody dan tanpa bluffbody Cp_{max}/Cp_{0max} terhadap variasi jarak $1.2 \le S/D \le 2.2$ pada Re = 16.3x10⁴.

Pada posisi $1.2 \le S/D \le 1.6$ terjadi kenaikan *coefficient of power* (*Cp*) hal ini diperkirakan karena adanya resultan gaya drag yang terjadi pada turbin angin Savonius lebih tinggi dibandingkan tanpa *bluffbody* sebagai pengaruh dari penambahan silinder *bluffbody* tipe I-65° didepan *returning blade*, melepaskan *shear layer* yang akan mengalami *reattachment* pada area aliran laminer *returning blade* sehingga menunda titik transisi mempercepat perubahan aliran laminer menjadi turbulen, *wake* mengecil. Sehingga mereduksi gaya drag *returning blade*, menaikan resultan gaya drag dan nilai *coefficient of power* (*Cp*) yang dihasilkan akan naik.

Pada posisi $1.8 \le S/D \le 2.2$ penurunan nilai *coefficient of power* (*Cp*) terhadap konvensional turbin tidak terlalu istimewa jika dibandingkan dengan penurunan nilai *coefficient of power* (*Cp*) pada Reynolds number $12.7x10^4$ dan $16.3x10^4$ untuk posisi jarak S/D yang sama. Hal ini diduga dikarenakan penempatan *bluffbody* silinder tipe I-65° semakin kebelakang dianggap seperti dua buah body yang berdiri sendiri tanpa saling mempengaruhi satu sama lainnya. Sehingga nilai *coefficient of power* (*Cp*) maksimal tidak banyak berubah dibandingkan turbin tanpa *bluffbody*. Oleh karena itu penempatan silinder *bluffbody* pada Reynolds number $16.3x10^4$ efektif pada posisi jarak $1.2 \le S/D \le 1.6$.

4.3.2 Analisa coefficient of moment (C_m) terhadap Tip Speed Ratio dengan variasi jarak $1.2 \le S/D \le 2.2$.

4.3.2.1 Coefficient of Moment terhadap Tip Speed Ratio pada Bilangan Reynolds 9×10⁴

Dari Pengukuran Torsi dinamis turbin angin Savonius pada Bilangan Reynolds 9×10^4 dengan menggunakan *rope brake dynamometer*, dapat dianalisa untuk mendapatkan *Coefficient of moment* (C_m). *Coefficient of moment* (C_m) adalah perbandingan antara Torsi dinamis hasil dari turbin angin Savonius dengan torsi yang dihasilkan oleh energi angin. Percobaan menggunakan variasi jarak $1.2 \le S/D \le 2.2$. Dari hasil pengukuran didapatkan grafik seperti berikut:



Gambar 4.11 Evolusi *Coefficient of moment* (C_m) sebagai fungsi dari *Tips Speed Ratio* dengan *variasi* pada titik jarak posisi $1.2 \le S/D \le$ 2.2 Bilangan Reynolds 9×10^4

Gambar 4.11 Menunjukan evolusi *coefficient of moment* (C_m) sebagai fungsi dari *Tip Speed Ratio* pada turbin angin Savonius dengan *bluffbody* pada bilangan Reynolds 9×10⁴ dengan variasi posisi 1.2 \leq S/D \leq 2.2. Dari Grafik diatas dapat dilihat bahwa nilai *coefficient of moment* (C_m) maksimum tertinggi didapatkan pada posisi S/D = 1,2 dengan nilai = 0,46. Sedangkan nilai *coefficient of moment* (C_m) maksimum terkecil adalah pada turbin tanpa *bluffbody* dengan nilai 0,34.

Dapat dilihat dari grafik diatas, Penempatan silinder paling efektif ada pada posisi $1.2 \le S/D \le 1.6$ masing-masing dengan nilai maksimal $C_m = 0,34$, 0,44 dan 0,42 sedangkan turbin tanpa silinder *bluffbody* mempunyai nilai C_m maksimum 0,34. Semua posisi jarak S/D mempunyai nilai C_m maksimum di atas turbin Savonius tanpa *bluffbody*. Hal ini mengindikasikan bahwa silinder *bluffbody* mampu mengurangi gaya drag pada sudu *returning blade* sehingga meningkatkan torsi pada turbin Savonius.

4.3.2.2 Coefficient of Moment terhadap Tip Speed Ratio pada Bilangan Reynolds 12,7×10⁴

Dari Pengukuran Torsi dinamis turbin angin Savonius pada Bilangan Reynolds 12.7×10^4 dengan menggunakan *rope brake dynamometer*, dapat dianalisa untuk mendapatkan *coefficient of moment* (C_m). *Coefficient of moment* (C_m) adalah perbandingan antara Torsi dinamis hasil dari turbin angin Savonius dengan torsi yang dihasilkan oleh energi angin. Percobaan menggunakan variasi jarak $1.2 \leq S/D \leq 2.2$. Dari hasil pengukuran didapatkan grafik seperti berikut:



Gambar 4.12 Evolusi *Coefficient of Moment* (C_m) sebagai fungsi dari *Tip Speed Ratio* dengan *variasi* pada titik jarak posisi $1.2 \le S/D \le 2.2$ Bilangan Reynolds 12.7×10^4

Gambar 4.12 menunjukan evolusi *coefficient of moment* (C_m) sebagai fungsi dari *Tip Speed Ratio* pada turbin angin Savonius dengan *bluffbody* pada bilangan Reynolds 12.7×10⁴ dengan variasi posisi 1.2 \leq S/D \leq 2.2. Dari Grafik diatas dapat dilihat bahwa nilai *coefficient of moment* (C_m) maksimum tertinggi didapatkan pada posisi S/D = 1,2 dengan nilai = 0,43. Sedangkan nilai *coefficient of moment* (C_m) maksimum terkecil adalah pada turbin tanpa *bluffbody* dengan nilai 0,33. Semua posisi jarak S/D mempunyai nilai C_m maksimum di atas turbin savonius tanpa *bluffbody*.

4.3.2.3 Coefficient of Moment terhadap Tip Speed Ratio pada Bilangan Reynolds 16.3×10⁴

Dari Pengukuran Torsi dinamis turbin angin Savonius pada Bilangan Reynolds 16.3×10^4 dengan menggunakan *rope brake dynamometer*, dapat dianalisa untuk mendapatkan *Coefficient of moment* (*C_m*). *Coefficient of moment* (*C_m*) adalah perbandingan antara Torsi dinamis hasil dari turbin angin Savonius dengan torsi yang dihasilkan oleh energi angin. Percobaan menggunakan variasi jarak $1.2 \le S/D \le 2.2$. Dari hasil pengukuran didapatkan grafik seperti berikut:



Gambar 4.13 Evolusi *Coefficient of Moment* (C_m) sebagai fungsi dari *Tip Speed Ratio* dengan *variasi* pada titik jarak posisi $1.2 \le S/D \le 2.2$ Bilangan Reynolds 16.3×10^4

Gambar 4.13 Menunjukan evolusi *coefficient of moment* (C_m) sebagai fungsi dari *tip speed ratio* pada turbin angin Savonius dengan *bluffbody* pada bilangan Reynolds 16.3×10⁴ dengan variasi posisi 1.2 \leq S/D \leq 2.2. Dari Grafik diatas dapat dilihat bahwa nilai *coefficient of moment* (C_m) maksimum tertinggi didapatkan pada posisi S/D = 1,3 dengan nilai = 0,39. Sedangkan nilai *coefficient of moment* (C_m) maksimum terkecil adalah pada turbin tanpa *bluffbody* dengan nilai 0,26. Semua posisi jarak S/D mempunyai nilai C_m masksimum di atas turbin savonius tanpa *bluffbody*.

4.3.3 Analisa Torsi Statis pada Turbin Angin Savonius dengan Silinder Penghalang pada posisi S/D 1,4

Data Torsi Statis dengan penempatan silinder *bluffbody* pada posisi S/D: 1,4 dengan variasi bilangan Reynolds 9×10^4 , $12,7 \times 10^4$ dan $16,3 \times 10^4$. Pengukuran dilakukan pada posisi S/D: 1,4 dikarenakan pada posisi ini, coefficient of power (*Cp*) pada setiap bilangan Reynolds memiliki nilai yang tertinggi dari posisi S/D lainnya. Data yang yang didapatkan dibuat Grafik sebagai berikut:



Gambar 4.14 Evolusi Torsi Statis dengan silinder *bluffbody* posisi S/D : 1,4 sebagai fungsi dari sudut angular turbin dengan variasi bilangan Reynolds 9×10^4 , $12,7 \times 10^4$ dan $16,3 \times 10^4$.

Gambar 4.14 menunjukan evolusi nilai Torsi Statis terhadap sudut anguler turbin relative terhadap arah datangnya angin. Dari grafik diatas dapat dilihat bahwa nilai torsi statis maksimum tertinggi terdapat pada bilangan Reynolds $16,3 \times 10^4$ pada sudut anguler turbin 30°. Sedangkan nilai torsi statis maksimum terendah berada pada bilangan Reynolds 9×10^4 bukaan sudu turbin 30°. Nilai Torsi Statis minimum hampir mempunyai nilai yang sama pada setiap bilangan Reynolds terletak pada sudut 150°.

Pada sudut 30° mempunyai nilai tertinggi diduga karena pada sudut tersebut nilai gaya drag *advacing blade* lebih tinggi dibandingkan pada returning blade serta terdapat gaya *lift* yang searah dengan gaya drag *advancing blade*. Pada sudut 160 derajat gaya drag pada *advancing blade* mendekati nol, hal ini menindikasikan *self starting* turbin rendah.

4.3.4 Perbandingan Nilai Torsi Statis antara Turbin Savonius Tanpa Bluffbody dan dengan Bluffbody Pada Posisi jarak $1.2 \le S/D \le 2.2$ Untuk Masing-masing Reynolds Number 9×10^4 , 12.7×10^4 dan 16.3×10^4

Setelah didapatkan nilai torsi statis dengan penempatan silinder *bluffbody* pada posisi $1.2 \le S/D \le 2.2$, akan dibandingkan dengan nilai torsi statis tanpa *bluffbody* untuk mengetahui apakah ada peningkatan nilai torsi statisnya dimana nilai torsi statis merupakan indikasi kemampuan turbin untuk mulai berputar dengan sendirinya tanpa menggunakan starter motor atau disebut dengan *self starting* turbin angin Savonius.

4.3.4.1 Perbandingan Nilai Torsi Statis antara Turbin Tanpa Bluffbody dengan Turbin dengan bluffbody pada bilangan Reynolds = 9×10^4

Dari data torsi statis turbin angin Savonius tanpa *bluffbody* pada bilangan Reynolds 9×10^4 dibandingkan dengan turbin angin Savonius dengan *bluffbody* pada bilangan Reynolds yang sama. Grafik perbandingannya adalah sebagai berikut:



Gambar 4.15 Evolusi perbandingan Torsi Statis antara Turbin angin tanpa *bluffbody* dengan turbin angin dengan *bluffbody* sebagai fungsi dari sudut anguler turbin pada Reynolds Number 9×10⁴

Gambar 4.15 menunjukan evolusi grafik perbandingan Torsi Statis pada Turbin tanpa *bluffbody* dengan Turbin dengan *bluffbody* sebagai fungsi dari sudut anguler turbin pada Reynolds Number= 9×10^4 . Dilihat dari grafik Nilai Maksimum tertinggi ada pada sudut 30° pada turbin angin dengan *bluffbody* S/D = 1,4 dengan nilai torsi statis 4,29 N.cm. Sedangkan Nilai minimum terendah ada pada sudut 150° pada turbin angin tanpa *bluffbody* dengan nilai torsi statis -0,83 N.cm.

Dengan menempatkan silinder *bluffbody* pada Reynolds Number = 9×10^4 pada titik jarak S/D = 1.4 dapat meningkatkan nilai maksimum torsi statis sudut anguler 30° dari 3.75 N.cm menjadi 4,29 N.cm naik sebesar 0.54 N.cm. Sedangkan untuk nilai torsi minimum naik 0.93 N.cm yaitu dari -0.83 N.cm menjadi 0.13 N.cm pada jarak titik S/D = 1.4 sudut anguler turbin 150°.

Pengaruh dari penambahan silinder *bluffbody* tipe *I-65^o* adalah meningkatkan nilai torsi statis disetiap posisi sudut angular turbin Savonius. Meningkatnya area torsi negatif yang menjadi positif memberikan indikasi bahwa

self starting turbin angin Savonius dengan *bluffbody* pada titik jarak S/D = 1.4 lebih baik dibandingkan tanpa *bluffbody*.

4.3.4.2 Perbandingan Nilai Torsi Statis antara Turbin Tanpa *Bluffbody* dengan Turbin dengan *Bluffbody* pada bilangan Reynolds = 12.7×10^4

Dari data torsi statis turbin angin Savonius tanpa penghalang pada bilangan Reynolds 12.7×10^4 dibandingkan dengan turbin angin Savonius berpenghalang pada Reynolds Number yang sama. Grafik perbandingannya adalah sebagai berikut:



Gambar 4.16 Evolusi perbandingan Torsi Statis antara Turbin angin tanpa *bluffbody* dengan turbin angin dengan *bluffbody* sebagai fungsi dari sudut anguler turbin pada Reynolds Number 12.7×10^4

Gambar 4.16 Menunjukan evolusi perbandingan Torsi Statis pada Turbin tanpa *bluffbody* dengan Turbin dengan *bluffbody* sebagai fungsi dari sudut anguler turbin pada Reynolds Number = 12.7×10^4 . Dilihat dari grafik Nilai Maksimum tertinggi ada pada sudut 30° pada turbin angin dengan *bluffbody* S/D = 1,4 dengan nilai torsi statis 8,39 N.cm. Sedangkan Nilai minimum terendah ada pada sudut 150° pada turbin angin tanpa *bluffbody* dengan nilai torsi statis -0,83 N.cm.

Dengan menempatkan silinder *bluffbody* pada Reynolds Number = 12.7×10^4 pada titik jarak S/D = 1.4 dapat meningkatkan nilai maksimum torsi statis

sudut anguler 30° dari 6.46 N.cm menjadi 8,39 N.cm naik sebesar 1.93 N.cm. Sedangkan untuk nilai torsi minimum naik 1.82 N.cm yaitu dari -0.83 N.cm menjadi 0.99 N.cm pada jarak titik S/D = 1.4 pada sudut anguler turbin 150°.

Pengaruh dari penambahan silinder *bluffbody* tipe *I-65°* ini memberikan dampak yang cukup signifikan karena hampir pada semua sudut anguler turbin Savonius, selain terjadi peningkatan pada titik torsi statis maksimalnya, juga meniadakan wilayah torsi negative. Sehingga *self starting* turbin angin Savonius *bluffbody* tipe *I-65°* pada titik jarak $1.2 \le S/D \le 1.6$ lebih baik dibandingkan tanpa penempatan *bluffbody*. Naiknya nilai negative torsi statis diduga dikarenakan penurunan gaya drag pada returning blade sehingga gaya drag *advancing blade* lebih dominan dalam putaran turbin angin Savonius.

4.3.4.3 Perbandingan Nilai Torsi Statis antara Turbin Tanpa *bluffbody* dengan Turbin dengan *bluffbody* pada bilangan Reynolds = 16.3×10^4

Dari data torsi statis turbin angin Savonius tanpa penghalang pada bilangan Reynolds 16.3×10⁴ dibandingkan dengan turbin angin Savonius berpenghalang pada bilangna Reynolds yang sama. Grafik perbandingannya adalah sebagai berikut:



Gambar 4.17 Evolusi perbandingan Torsi Statis antara Turbin angin tanpa *bluffbody* dengan turbin angin *bluffbody* sebagai fungsi dari sudut anguler pada bilangan Reynolds 16,3×10⁴

Gambar 4.17 Menunjukan evolusi perbandingan Torsi Statis pada Turbin tanpa *bluffbody* dengan Turbin dengan *bluffbody* sebagai fungsi dari sudut anguler turbin pada bilangan Reynolds = $16,3 \times 10^4$. Dilihat dari grafik Nilai Maksimum tertinggi ada pada sudut 30 derajat pada turbin angin dengan *bluffbody* S/D = 1.4 dengan nilai torsi statis 12,1 N.cm. Sedangkan Nilai minimum terendah ada pada sudut 140 derajat pada turbin angin tanpa *bluffbody* dengan nilai torsi statis -0,68 N.cm.

Dengan menempatkan silinder *bluffbody* pada Reynolds Number = 16.3×10^4 pada titik jarak S/D = 1.4 dapat meningkatkan nilai maksimum torsi statis sudut anguler 30° dari 10.55 N.cm menjadi 12,1 N.cm naik sebesar 1.55 N.cm. Sedangkan untuk nilai torsi minimum naik 1.82 N.cm yaitu dari -0.68 N.cm menjadi 0.33 N.cm pada jarak titik S/D = 1.4 pada sudut anguler turbin 150°.

Pengaruh dari penambahan silinder *bluffbody* tipe *I-65^o* ini memberikan dampak yang cukup signifikan karena hampir pada semua sudut anguler turbin Savonius, selain terjadi peningkatan pada titik torsi statis maksimalnya, juga

meniadakan wilayah torsi negative. Sehingga *self starting* turbin angin Savonius *bluffbody* tipe *I-65°* pada titik jarak $1.2 \le S/D \le 1.6$ lebih baik dibandingkan tanpa penempatan *bluffbody*. Naiknya nilai negative torsi statis diduga dikarenakan penurunan gaya drag pada returning blade sehingga gaya drag *advancing blade* lebih dominan dalam putaran turbin angin Savonius.

4.3.5. Perbandingan *coefficient performance* (*Cp*) Turbin Savonius dengan silinder bulat penuh untuk masing-masing Reynolds Number 9x10⁴, 12.7x10⁴, 16.3x10⁴

4.3.5.1. Perbandingan *coefficient performance* (*Cp*) Turbin Savonius dengan silinder bulat penuh untuk masing-masing Reynolds Number 9×10^4

Untuk mengetahui pengaruh sudut potong silinder *bluffbody* terhadap performa turbin Savonius pada penelitian ini maka perlu dilakukan penempatan silinder bulat penuh di depan sudu *returning*. Gambar 4.18 menunjukan evolusi perbandingan *Coefficient of power* (*Cp*), variasi jarak 1.4<S/D<2.2.



Gambar 4.18 Evolusi *coefficient of power* (*Cp*) sebagai fungsi dari *Tip Speed Ratio* dengan variasi posisi $1.4 \le S/D \le 2.2$ pada bilangan Reynolds 9×10^4

Gambar 4.18 menunjukan evolusi *coefficient of power* (*Cp*) sebagai fungsi dari *Tip Speed ratio* dengan variasi posisi jarak $1.4 \le S/D \le 2.2$ *bluffbody* silinder bulat penuh ditempatkan pada *upstream returning blade* dengan Reynolds number 9×10^4 . Dari grafik tersebut, posisi silinder *bluffbody* S/D = 1,4 mempunyai nilai *Cp* maksimum tertinggi dengan nilai 0.21 pada TSR = 0,65 dan nilai *coefficient of power* (*Cp*) maksimum terendah pada posisi S/D=2,0 sebesar 0.17 pada TSR = 0,60. Nilai Tips Speed Ratio tertinggi ada pada posisi jarak silinder S/D = 1,6dengan nilai 1,22 sementara nilai terendahnya ada pada posisi S/D = 1,0 dengan nilai 1,08.

Tabel 4.4 menunjukan pengaruh perubahan nilai maksimal *coefficient of power* (*Cp*) terhadap variasi jarak S/D yang kemudian dibandingkan dengan nilai *coefficient of power* (*Cp*) turbin Savonius tanpa *bluffbody*. Jika dibandingkan dengan performa turbin tanpa *bluffbody*, posisi silinder *bluffbody* paling efektif diletakkan pada S/D = 1,4 dimana nilai *coefficient of power* (*Cp*) didapatkan lebih tinggi 12.18% dibanding dengan tanpa *bluffbody*. Untuk posisi jarak S/D = 1,6, *coefficient of power* (*Cp*) maksimum yang dihasilkan oleh turbin naik sebesar 6.51% pada TSR 0,65. Sedangkan pada posisi S/D = 2.0 dan 2,2 *coefficient of power* (*Cp*) maksimal lebih rendah daripada turbin tanpa *bluffbody* masing-masing sebesar 7.96% dan 5.28% Semua nilai *coefficient of power* (*Cp*) diperoleh pada TSR dalam kisaran antara 0.58-0.66.

Tabel 4.4 Pengaruh perubahan nilai maksimal *coefficient of power* (*Cp*) terhadap variasi jarak $1.4 \le S/D \le 2.2$ dibandingkan dengan turbin tanpa *bluffbody* pada Re = $9x10^4$.

S/D	TSR	Cp max	cm	persentase kenaikan %	Keterangan
NBB	0.60	0.19	0.31	0.00	tanpa bluffbody
1.4	0.65	0.21	0.33	12.18	Naik
1.6	0.66	0.20	0.30	6.51	Naik
1.8	0.58	0.19	0.33	1.54	naik
2	0.60	0.17	0.29	-7.96	Turun
2.2	0.62	0.18	0.29	-5.28	Turun

Gambar 4.19 menunjukan perubahan nilai maksimal *coefficient of power* (*Cp*) antara turbin Savonius dengan *bluffbody* dan dengan tanpa *bluffbody* terhadap variasi jarak $1.4 \le S/D \le 2.2$ pada Reynolds Number $9x10^4$.



Gambar 4.19 Evolusi *coefficient of power* (*Cp*) maksimal antara turbin dengan *bluffbody* dan tanpa *bluffbody* Cp_{max}/Cp_{0max} terhadap variasi jarak $1.4 \le S/D \le 2.2$ pada Re = 9x10⁴.

Pada titik jarak S/D = 1.4 nilai perbandingan *coefficient of power* maksimal Cp_{max}/Cp_{0max} adalah 1.12 atau terjadi kenaikan sebesar 12%, pada titik jarak S/D = 1.6 nilai dari Cp_{max}/Cp_{0max} adalah 1.06 atau terjadi kenaikan sebesar 6%, pada titik jarak S/D = 1.8 nilai dari Cp_{max}/Cp_{0max} adalah 1.02 atau terjadi kenaikan sebesar 2%. Sedangkan pada jarak titik $2.0 \leq S/D \leq 2.2$ nilai dari Cp_{max}/Cp_{0max} adalah hampir mendekati angka satu, hal ini menunjukan hampir tidak ada perubahan terhadap nilai *coefficient of power* (*Cp*) maksimalnya.

4.3.5.2. Perbandingan *coefficient performance* (*Cp*) Turbin Savonius dengan silinder bulat penuh untuk masing-masing Reynolds Number 12.7x10⁴

Untuk mengetahui pengaruh sudut potong silinder *bluffbody* terhadap performa turbin Savonius pada penelitian ini maka perlu dilakukan penempatan

silinder bulat penuh di depan sudu *returning*. Gambar 4.20 menunjukan evolusi perbandingan *Coefficient of power* (*Cp*), variasi jarak 1.4<S/D<2.2.



Gambar 4.20 Evolusi *coefficient of power* (*Cp*) sebagai fungsi dari *Tip Speed Ratio* dengan variasi posisi $1.4 \le S/D \le 2.2$ pada bilangan Reynolds 12.7×10^4

Gambar 4.20 menunjukan evolusi *coefficient of power* (*Cp*) sebagai fungsi dari *Tip Speed ratio* dengan variasi posisi jarak $1.4 \le S/D \le 2.2$ *bluffbody* silinder bulat penuh ditempatkan pada *upstream returning blade* dengan Reynolds number 12.7×10^4 . Dari grafik tersebut, posisi silinder *bluffbody* S/D = 1,4 mempunyai nilai *Cp* maksimum tertinggi dengan nilai 0.19 pada TSR = 0,73 dan nilai *coefficient of power* (*Cp*) maksimum terendah pada posisi S/D=2,2 sebesar 0.17 pada TSR = 0,72. Nilai Tips Speed Ratio tertinggi ada pada posisi jarak silinder S/D = 1,4 dengan nilai 1,29 sementara nilai terendahnya ada pada posisi S/D = 2,2 dengan nilai 1,20.

Tabel 4.5 menunjukan pengaruh perubahan nilai maksimal *coefficient of power* (*Cp*) terhadap variasi jarak S/D yang kemudian dibandingkan dengan nilai *coefficient of power* (*Cp*) turbin Savonius tanpa *bluffbody*. Jika dibandingkan

dengan performa turbin tanpa *bluffbody*, posisi silinder *bluffbody* paling efektif diletakkan pada S/D = 1,4 dimana nilai *coefficient of power* (*Cp*) didapatkan lebih tinggi 8.78% dibanding dengan tanpa *bluffbody*. Untuk posisi jarak S/D = 1,6, *coefficient of power* (*Cp*) maksimum yang dihasilkan oleh turbin naik sebesar 5.84% pada TSR 0,75. Sedangkan pada posisi $1.8 \le S/D \le 2.2$ *coefficient of power* (*Cp*) maksimal lebih rendah daripada turbin tanpa *bluffbody* masing-masing sebesar 1.93%, 2.08% dan 3.12% Semua nilai *coefficient of power* (*Cp*) diperoleh pada TSR dalam kisaran antara 0.70-0.75.

Tabel 4.5 Pengaruh perubahan nilai maksimal *coefficient of* power (*Cp*) terhadap variasi jarak $1.4 \le S/D \le 2.2$ dibandingkan dengan turbin tanpa *bluffbody* pada Re = 12.7×10^4 .

S/D	TSR	Cp max	cm	persentase kenaikan %	Keterangan
NBB	0.75	0.17	0.23	0.00	tanpa bluffbody
1.4	0.73	0.19	0.25	8.78	Naik
1.6	0.75	0.18	0.24	5.84	Naik
1.8	0.70	0.17	0.24	-1.93	Turun
2	0.71	0.17	0.24	-2.08	Turun
2.2	0.72	0.17	0.23	-3.12	Turun

Gambar 4.21 menunjukan perubahan nilai maksimal *coefficient of power* (*Cp*) antara turbin Savonius dengan *bluffbody* dan dengan tanpa *bluffbody* terhadap variasi jarak $1.4 \le S/D \le 2.2$ pada Reynolds Number 12.7×10^4 .



Gambar 4.21 Evolusi *coefficient of power* (*Cp*) maksimal antara turbin dengan *bluffbody* dan tanpa *bluffbody* Cp_{max}/Cp_{0max} terhadap variasi jarak $1.4 \le S/D \le 2.2$ pada Re = 12.7×10^4 .

Pada titik jarak S/D = 1.4 nilai perbandingan *coefficient of power* maksimal Cp_{max}/Cp_{0max} adalah 1.09 atau terjadi kenaikan sebesar 9%, pada titik jarak S/D = 1.6 nilai dari Cp_{max}/Cp_{0max} adalah 1.06 atau terjadi kenaikan sebesar 6%. Sedangkan pada jarak titik $1.8 \leq S/D \leq 2.2$ nilai dari Cp_{max}/Cp_{0max} adalah hampir mendekati angka satu, hal ini menunjukan hampir tidak ada perubahan terhadap nilai *coefficient of power* (*Cp*) maksimalnya.

4.3.5.3. Perbandingan *coefficient performance* (*Cp*) Turbin Savonius dengan silinder bulat penuh untuk masing-masing Reynolds Number 16.3x10⁴

Untuk mengetahui pengaruh sudut potong silinder *bluffbody* terhadap performa turbin Savonius pada penelitian ini maka perlu dilakukan penempatan silinder bulat penuh di depan sudu *returning*. Gambar 4.20 menunjukan evolusi perbandingan *Coefficient of power* (*Cp*), variasi jarak 1.4<S/D<2.2.



Gambar 4.22 Evolusi *coefficient of power* (*Cp*) sebagai fungsi dari *Tip Speed Ratio* dengan variasi posisi $1.4 \le S/D \le 2.2$ pada bilangan Reynolds 16.3×10^4

Gambar 4.18 menunjukan evolusi *coefficient of power* (*Cp*) sebagai fungsi dari *Tip Speed ratio* dengan variasi posisi jarak $1.4 \le S/D \le 2.2$ *bluffbody* silinder bulat penuh ditempatkan pada *upstream returning blade* dengan Reynolds number 16.3×10^4 . Dari grafik tersebut, posisi silinder *bluffbody* S/D = 1,4 mempunyai nilai *Cp* maksimum tertinggi dengan nilai 0.14 pada TSR = 0,64 dan nilai *coefficient of power* (*Cp*) maksimum terendah pada posisi S/D=2,0 sebesar 0.11 pada TSR = 0,56. Nilai Tips Speed Ratio tertinggi ada pada posisi jarak silinder S/D = 1,4dengan nilai 1,09 sementara nilai terendahnya ada pada posisi S/D=2,1 dengan nilai 1,01.

Tabel 4.5 menunjukan pengaruh perubahan nilai maksimal *coefficient of* power (*Cp*) terhadap variasi jarak S/D yang kemudian dibandingkan dengan nilai *coefficient of power* (*Cp*) turbin Savonius tanpa *bluffbody*. Jika dibandingkan dengan performa turbin tanpa *bluffbody*, posisi silinder *bluffbody* paling efektif diletakkan pada S/D = 1,4 dimana nilai *coefficient of power* (*Cp*) didapatkan lebih tinggi 4.37% dibanding dengan tanpa *bluffbody*. Untuk posisi jarak S/D = 1,6, *coefficient of power* (*Cp*) maksimum yang dihasilkan oleh turbin naik sebesar 3.05% pada TSR 0,60. Sedangkan pada posisi 1.8 \leq S/D \leq 2.2 *coefficient of power*

(*Cp*) maksimal lebih rendah daripada turbin tanpa *bluffbody* masing-masing sebesar 0.23%, 0.36% dan 0.06% Semua nilai *coefficient of power* (*Cp*) diperoleh pada TSR dalam kisaran antara 0.56-0.64.

Tabel 4.6 Pengaruh perubahan nilai maksimal *coefficient of* power (Cp) terhadap variasi jarak $1.4 \le S/D \le 2.2$ dibandingkan dengan turbin tanpa *bluffbody* pada Re = 16.3x10⁴.

S/D	TSR	Cp max	cm	persentase kenaikan %	Keterangan
NBB	0.59	0.11	0.19	0.00	tanpa bluffbody
1.4	0.64	0.12	0.18	4.37	Naik
1.6	0.60	0.11	0.19	3.05	Naik
1.8	0.56	0.11	0.20	0.23	Tetap
2	0.56	0.11	0.20	0.36	Tetap
2.2	0.57	0.11	0.19	0.06	Tetap

Gambar 4.21 menunjukan perubahan nilai maksimal *coefficient of power* (*Cp*) antara turbin Savonius dengan *bluffbody* dan dengan tanpa *bluffbody* terhadap variasi jarak $1.4 \leq S/D \leq 2.2$ pada Reynolds Number 16.3×10^4 .



Gambar 4.23 Evolusi *coefficient of power* (*Cp*) maksimal antara turbin dengan *bluffbody* dan tanpa *bluffbody* Cp_{max}/Cp_{0max} terhadap variasi jarak $1.4 \le S/D \le 2.2$ pada Re = 16.3x10⁴.

Pada titik jarak S/D = 1.4 nilai perbandingan *coefficient of power* maksimal Cp_{max}/Cp_{0max} adalah 1.04 atau terjadi kenaikan sebesar 4%, pada titik jarak S/D = 1.6 nilai dari Cp_{max}/Cp_{0max} adalah 1.03 atau terjadi kenaikan sebesar 3%. Sedangkan pada jarak titik $1.8 \leq S/D \leq 2.2$ nilai dari Cp_{max}/Cp_{0max} adalah hampir mendekati angka satu, hal ini menunjukan hampir tidak ada perubahan terhadap nilai *coefficient of power* (*Cp*) maksimalnya.

Dari data tersebut dapat dinyatakan peletakan Silinder *bluffbody* bulat penuh *upstream returning blade* dengan variasi jarak $1.4 \le S/D \le 2.2$ efektif meningkatkan performa turbin Savonius terbukti dengan adanya kenaikan pada *Cp* maksimal untuk setiap masing-masing Reynold Number $9x10^4$, $12.7x10^4$ dan $16.3x10^4$. Kenaikan *Cp* maksimal diperoleh pada Re = $9x10^4$ dengan persentase kenaikan sebesar 12.18% pada variasi jarak S/D = 1.4. Jika dibandingkan antara jenis tipe *bluffbody* Silinder sirkuler bulat penuh, I-65°, I-53° dan D-65° untuk Reynolds Number yang sama, konfigurasi optimal diperoleh pada *bluffbody* silinder I-65° pada jarak S/D = 1.4 dengan kenaikan *Cp* maksimal sebesar 31%.

4.3.6. Simulasi Numerik Aliran Turbin Savonius

Dari berbagai literatur dapat diketahui bahwa satu simulasi CFD yang akurat terkait aliran disekitar Turbin Savonius adalah sangat sulit dan pekerjaan yang menantang, terutama disebabkan karena sifatnya sangat bergantung pada waktu, dan fakta bahwa separasi aliran memegang peran yang penting untuk efisiensi suatu sistem. Oleh karena itu sangat penting sekali untuk memperhatikan prosedur CFD dengan hati-hati yang kemudian nanti hasilnya di validasi dengan data eksperimen.

4.3.6.1 Hasil Simulasi Numerik dan validasi data experimental

Dalam penelitian performa turbin Savonius dengan penempatan silinder bluffbody tipe I-65° di depan sudu returning blade ini, terdapat 3 variasi Reynolds Number, masing-masing terdiri dari 10 posisi jarak S/D dan setiap jarak S/D terdapat minimal 14 variasi TSR berbeda yaitu $0.2 \leq TSR \leq 1.4$ maka secara
keseluruhan sedikitnya ada 420 setting geometrikal yang harus dievaluasi dengan CFD. Sehingga dalam penelitian ini evaluasi simulasi CFD hanya dilaksanakan pada turbin tanpa *bluffbody* dan pada Re = 12.7×10^4 variasi titik jarak S/D = 1.4 dimana titik jarak ini yang paling signifikan memberikan pengaruh pada performa turbin dibandingkan variasi titik jarak yang lain.

Gambar 4.24 menunjukan validasi hasil eksperimen dengan hasil simulasi numerik untuk nilai *Coefficient of power* (*Cp*) sebagai fungsi dari *Tip Speed Ratio* dengan tanpa *bluffbody* pengganggu dan posisi titik jarak S/D = 1.4 pada bilangan Reynolds $12,7\times10^4$. Dari grafik tersebut dapat diketahui bahwa nilai *Cp* maksimum untuk hasil simulasi dengan tanpa *bluffbody* dan pada titik jarak S/D = 1.4 terletak pada TSR = 0.8 dengan nilai masing-masing *Cpo* = 0.17 dan *Cpmax* = 0.21. Sedangkan nilai *Cp* maksimum untuk hasil eksperimen dengan tanpa *bluffbody* dan pada titik jarak S/D = 1.4 terletak masing-masing pada TSR = 0.75 dan TSR = 0.76 dengan nilai *coefficient of power* masing-masing *Cpo* = 0.17 dan *Cpmax* = 0.21.

Tabel 4.7 menunjukan presentase error data eksperimen dan simulasi numerik untuk *Coefficient of power* (*Cp*) pada turbin tanpa *bluffbody* dan dengan *bluffbody* S/D = 1.4 dengan Reynolds Number 12.7×10^4 . Dari tabel tersebut didapatkan nilai error terkecil data simulasi numerik dengan eksperimen 0.37% pada TSR = 1.2 untuk turbin dengan silinder *bluffbody* pengganggu S/D = 1.4. Sedangkan untuk turbin Savonius tanpa pengganggu diperoleh nilai error terkecil sebesar 1.18% pada TSR = 0.8.



Gambar 4.24 Validasi eksperimen terhadap Simulasi Numerik untuk nilai Coefficient of power (Cp) sebagai fungsi dari Tip Speed Ratio dengan posisi titik jarak S/D = 1.4 pada Reynolds Number $12,7 \times 10^4$

Tabel 4.7 Persentase Error data eksperimental dan simulasi numerik untuk Coefficient of power (Cp) pada posisi jarak S/D = 1.4 dan tanpa bluffbody pada Reynolds Number 12.7×10^4

No	тср	C	р	orror %	Katarangan
NO.	ISK	ехр	sim	enor %	Keterangan
1	0.8	0.21	0.21	1	
2	1	0.18	0.19	6	S/D = 1.4
3	1.2	0.10	0.10	0	
4	0.8	0.17	0.17	1	
5	1.2	0.06	0.07	20	Tanpa Pengganggu
6	0.6	0.16	0.16	0	

Dari grafik dan tabel diatas dapat dipastikan bahwa data eksperimen mempunyai kesepakatan yang kuat dengan data dari konfigurasi simulasi numerik untuk target fungsi *Coefficient of power* (*Cp*). Prosedur perhitungan numerik yang digunakan dengan demikian dinyatakan sesuai untuk menginvestigasi kinerja turbin Savonius dalam rentang operasi dan variablenya.

4.3.6.2. Validasi numerik torsi statis terhadap data experiment dengan menggunakan pressure countur untuk Reynolds Number $Re= 12.7 \times 10^4$.

Gambar 4.25 menunjukan *pressure contour* dan *velocity vector* simulasi torsi statik untuk posisi derajat turbin 0° untuk Reynolds Number Re = 12.7×10^4 . Simulasi torsi statik menggunakan metode MRF (*Moving Refference Frame*). Pada gambar kontur tekanan, warna merah pekat *upstream bluffbody* I-65° menunjukan adanya konsentrasi tekanan fluida, sedangkan warna merah pekat pada ujung sudu turbin *advancing* menunjukan *reattachment* area *shear layer* dari *bluffbody* yang masih kecil menunjukan gaya drag yang diterima turbin rendah. Pada gambar vektor kecepatan *shear layer* yang lepas dari *bluffbody* mengalami *reattache* pada sudu returning. Pada posisi sudut 0° dengan *bluffbody* I-65° ini turbin sudah mempunyai kemampuan *self starting* sebagaimana dapat dikonfirmasi dengan data eksperimen.



Gambar 4.25 a) Pressure countur Numerik torsi statik pada posisi sudut 0° Re = 12.7×10^4



Gambar 4.25 b) Velocity vector analisa numerik torsi statik pada posisi sudut 0° Re = 12.7×10^{4} .

Gambar 4.26 a) dan b) masing-masing menunjukan *pressure contour* dan *velocity vector* simulasi torsi statik untuk posisi derajat turbin 10° untuk Reynolds Number Re = 12.7×10^4 . Kontur tekanan warna merah di depan *advancing blade* untuk sudut 10° lebih luas daripada sudut 0°, menunjukan adanya peningkatan gaya drag pada *adnvancing blade* dan diduga nilai torsi statik meningkat sebagaimana dapat di konfirmasi dengan data eksperiment. Pada posisi 10° ini diperkirakan kemampuan *self starting* turbin meningkat. Vektor velocity menunjukan adanya deviasi *shear layer* dari sudu *advancing* ke arah sudu *returning*.

Berikutnya gambar 4.27 *pressure contour* dan *velocity vector* simulasi torsi statik untuk posisi derajat turbin 30° untuk Reynolds Number Re = 12.7×10^4 . Kontur tekanan pada upstream advancing blade pada sudut 30° mencapai titik terluas. Hal ini menunjukan gaya drag pada sudu turbin advancing mencapai puncaknya sehingga torsi yang diterima juga mempunyai nilai maksimal. Hal ini sangat sesuai dengan data eksperimen diamana torsi statis maksimal berada pada sudut turbin 30°.





Gambar 4.26 Analisa Numerik torsi statik pada posisi sudut 10° Re = 12.7×10^{4} a) pressure countur. b) velocity vector





Gambar 4.27 Analisa Numerik torsi statik pada posisi sudut 30° Re = 12.7×10^{4} a) pressure countur. b) velocity vector

Sedangkan vektor kecepatan menunjukan aliran shear layer yang lepas dari *bluffbody* menuju returning blade. Dapat dipastikan juga shear layer dari konfigurasi *bluffbody* tidak mempengaruhi aliran laminar menuju advancing blade.

4.3.7. Diskusi perbandingan hasil penelitian lainnya

Dalam subbab ini dibahas perbandingan antara hasil-hasil penelitian lainnya sehingga dapat memberikan gambaran secara komprehensif daripada konfigurasi silinder pengganggu *bluffbody* tipe I-65° di depan sudu returning turbin angin Savonius. Sebagai perbandingan diantaranya adalah penelitian menggunakan silinder pengganggu *bluffbody* tipe I-53° dan tipe D-65° dengan Reynolds Number yang sama yaitu 90.000, 127.000 dan 163.000.

Gambar 4.27 a) Menunjukan perbandingan *coefficient of power* (*Cp*) Sebagai fungsi *Tips Speed Ratio* untuk penempatan *bluffbody* pada jarak S/D = 1.4 dan Reynold Number $9x10^4$. Gambar 4.27 b) Menunjukan perbandingan *coefficient of power* (*Cp*) Sebagai fungsi *Tips Speed Ratio* untuk penempatan *bluffbody* pada jarak S/D = 1.4 dan Reynold Number 12.7x10⁴. Gambar 4.27 c) Menunjukan perbandingan *coefficient of power* (*Cp*) Sebagai fungsi *Tips Speed Ratio* untuk penempatan *bluffbody* pada jarak S/D = 1.4 dan Reynold Number 16.3x10⁴.

Seperti ditunjukan pada sub bab sebelumnya bahwa untuk semua Reynolds Number penempatan *bluffbody* optimal pada S/D = 14. Oleh karena itu untuk memberikan perbandingan dengan penelitian yang lainnya antara silinder *bluffbody* I-65°, I-53° dan D-65° dipilih untuk posisi jarak S/D = 1.4. Dapat ditunjukan dari gambar 4.27 tersebut semakin tinggi Reynolds Number *coefficient of power* (*Cp*) semakin rendah, hal ini menunjukan batasan dari efisiensi turbin Savonius sendiri untuk menyerap daya dari angin sedangkan diantara konfigurasi tersebut performa turbin Savonius yang optimal adalah menggunakan silinder pengganggu *bluffbody* tipe I-65° pada jarak S/D = 1.4 dan Reynolds Number $9x10^4$.



Gambar 4.28 a) Evolusi perbandingan *coefficient of power* (*Cp*) Sebagai fungsi *Tips Speed Ratio* untuk penempatan *bluffbody* pada jarak S/D = 1.4 a) Reynold Number $9x10^4$ b) Reynold Number $12.7x10^4$ c) Reynold Number $16.3x10^4$.

4.3.8 Analisa torsi statik silinder *bluffbody* bulat penuh.

Untuk memberikan gambaran yang lebih komprehensif perlu di berikan bahasan tentang peningkatan torsi statik sebagai indikasi kemampuan *self starting* daripada turbin Savonius dengan silinder pengganggu *bluffbody* bulat penuh. Gambar 4.28 menunjukan evolusi torsi statik silinder *bluffbody* bulat penuh dengan Reynolds Number $9x10^4$. Dari seluruh rangkaian penelitian ini peningkatan performa turbin Savonius menunjukan Reynolds Number $9x10^4$ mampu memberikan hasil yang signifikan untuk semua tipe silinder *bluffbodi*, semua variasi kecepatan baik torsi dinamis maupun torsi statis. Oleh karena itu untuk silinder pengganggu *bluffbody* bulat penuh hanya disajikan untuk Re = $9x10^4$ saja.



Gambar 4.29. Evolusi perbandingan Torsi Statis antara Turbin angin tanpa bluffbody dengan bluffbody silinder bulat penuh sebagai fungsi dari sudut anguler turbin pada Reynolds Number 9×10⁴

Dari gambar 4.28 dapat ditunjukan peningkatan nilai torsi statis dengan penempatan silinder pengganggu *bluffbody* bulat penuh dengan Reynolds Numbers 9×10^4 . Peningkatan cukup signifikan diberikan pada penempatan silinder *bluffbody* pada jarak 1.4<S/D<1.6. Hal ini ditandai dengan tidak adanya nilai torsi negative untuk semua sudut anguler sudu turbin Savonius. Dengan demikian kemampuan *selft starting* turbin meningkat untuk penempatan *bluffbody* silinder bulat penuh terseb

4.3.9. Analisa *Streamline* aliran disekitar turbin Savonius pada sudut anguler 30°, 60° dan 140° dengan Reynolds Number 12.7x10⁴.

Sebagaimana beberapa pembahasan torsi statik dengan berbagai konfigurasi diatas, baik dengan menggunakan *bluffbody* maupun tanpa *bluffbody* pengganggu silinder *upstream returning blade* menunjukan adanya nilai puncak torsi statis berada pada sudut anguler turbin 30°. Oleh karena itu untuk mendapatkan analisa yang lebih komprehensif tentang fenomena ini perlu diberikan pembahasan *streamline* aliran di sekitar turbin Savonius.

Gambar 4.29 menunjukan evolusi streamline aliran disekitar turbin Savonius pada sudut anguler turbin 30°, 60° dan 140° dengan Reynolds Number 12.7x10⁴. Dari ketiga gambar tersebut menunjukan adanya aliran vortex disekitar sudu-sudu turbin Savonius. Vortex adalah massa fluida yang partikel-partikelnya bergerak berputar dengan garis arus (streamline) membentuk lingkaran konsentris. Semakin rapat garis streamline menunjukan adanya konsentrasi aliran vortex yang semakin rapat, semakin rapat garis stremaline energinya semakin besar. Gambar 4.29 a) sudut anguler turbin 30° terdapat dua aliran vortex dipermukaan cembung dan cekung sudu advancing, dan satu aliran vortex dengan kerapatan garis streamline yang kecil di sudu returning menunjukan torsi positif pada sudut anguler 30º besar. Gambar 4.29. b) sudut anguler 60° terdapat aliran vortex upstream advancing blade lebih rapat dengan radius lebih luas dibandingkan dengan downstream sudu returning menunjukan selisih energy yang tidak terlalu besar sehingga torsi rendah. Gambar 4.29. c) sudut anguler 140° adanya aliran vortex downstream sudu returning lebih renggang dibandingkan upstream advancing menunjukan torsi sangat rendah sekali dimungkinkan terdapat negative torsi artinya turbin seperti didorong kembali berlawanan dengan arah seharusnya dia berputar.

Dari analisa *streamline* aliran ini semakin mendukung dan menguatkan analisa torsi statis pada beberapa sub bahasan sebelumnya. Dimana antara sudut 30°, 60° dan 140° nilai torsi statis semakin rendah bahkan dimungkinkan terjadi negatif torsi pada sudut anguler besar. Nilai torsi statis sebagai indikasi kemampuan *self starting* turbin semakin besar nilainya semakin mampu untuk melakukan *self starting* begitu juga sebaliknnya untuk nilai torsi statis negative.



a) Sudut anguler 30°



b) Sudut anguler 60°



c) Sudut anguler 140°



(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Turbin Savonius adalah sebuah konsep yang menjanjikan untuk skala kecil sistem energi tetapi mempunyai efisiensi yang buruk. Oleh karena itu tujuan utama daripada penelitian ini untuk mengembangkan sebuah metode untuk memperoleh performa turbin angin Savonius yang optimal dengan menempatkan kontrol pasif *bluffbody* silinder sirkuler tipe I-65^o sebagai pengganggu aliran di depan sudu *returning blade*.

Dengan penempatan *bluffbody* pengganggu di depan *returning blade* performa turbin Savonius meningkat, terbukti dengan adanya peningkatan nilai *coefficient of power* (*Cp*) hingga 31 % pada titik jarak turbin S/D = 1.4 , TSR = 0.76, Re = $9x10^4$ dibandingkan dengan turbin Savonius tanpa penempatan *bluffbody*. Variasi jarak titik S/D optimal diperoleh pada kisaran $1.2 \le S/D \le 1.6$ untuk semua variasi Reynolds Number. Pengaruh positif ini juga terjadi pada koefisien moment. Peningkatan yang cukup signifikan diperoleh pada nilai *tips speed ratio* yang rendah dimana *Cm* mampu mencapai angka 0.46 pada TSR = 0.2, Re = $10.2x10^4$ dengan penempatan *bluffbody* pengganggu di titik jarak S/D = 1.2.

Penempatan *bluffbody* pengganggu mampu memberikan dampak positif untuk kemampuan *self starting* di setiap sudut anguler turbin, dibandingkan dengan turbin Savonius konvensional. Oleh karena itu konfigurasi optimal ini sangat menjanjikan untuk pembangkit energi angin sebagai sumbangsih pengembangan energi baru terbarukan.

5.2 Saran

Saran untuk penelitian selanjutnya adalah;

1. Kemajuan teknologi peralatan elektronika kususnya alat ukur dapat di manfaatkan untuk meningkatkan akurasi pengukuran, mengurangi

kesalahan faktor manusia dan meningkatkan efisiensi waktu dalam pelaksanaan pengukuran eksperimental.

- Konfigurasi peralatan eksperimental dalam penelitian ini dapat ditingkatkan untuk mengurangi kerugian-kerugian yang disebabkan seperti pengaruh suhu udara disekitar, permasalahan getaran, tingkat presisi dimensi turbin Savonius dan kerugian yang disebabkan dari bearing.
- Perlunya peralatan perlindungan dan keselamatan personel dalam melaksanakan eksperimen, karena terlalu lama terpapar angin dengan kecepatan tinggi dan suara bising blower fan disinyalir dapat mempengaruhi kesehatan personel.

5.3 Inovasi Yang Bisa Dikembangkan Dari Penelitian Ini

- Melaksanakan penelitian dengan metode yang sama dengan memberikan variasi design Turbin Savonius, seperti penggunaan twisted Turbine Savonius, variasi Reynolds Number yang lebih rendah dengan interval kecepatan setiap 1m/s dan pengaruhnya terhadap penempatan *bluffbody* tipe I-65.
- Studi numerik CFD untuk semua variasi jarak S/D dalam penelitian ini perlu dilaksanakan lebih lanjut, sehingga mampu menggambarkan pola aliran upstream returning blade baik dengan penempatan bluffbody penganggu maupun tanpa pengganggu dengan lebih jelas lagi.
- 3. Dari beberapa penelitian tentang optimalisasi turbin Savonius sebelumnya, mungkin sangat menarik untuk melakukan beberapa kombinasi desain turbin Savonius, seperti misalnya menggabungkan optimalisasi penempatan *bluffbody* tipe I-65^o dengan turbin Savonius double stage, turbin Savonius tanpa overlap dengan silinder *bluffbody* tipe I-65, semuanya menggunakan fluida aliran air.
- 4. Simulasi numerik yang dilakukan dalam penelitian ini hanya mampu menghasilkan validasi nilai *coefficient of power*, sangat menarik apabila di pelajari lebih lanjut sehingga mampu memberikan data yang lebih komprehensif untuk validasi torsi statik, kontur kecepatan dan tekanan, streamline dan animasi 3D-nya.

DAFTAR PUSTAKA

- 1. Triyogi, Y., Suprayogi, D., & Spirda, E. (2009). Reducing the drag on a circular cylinder by upstream installation of an I-type bluff body as passive control. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 223(10), 2291-2296.
- 2. Aiba, S., & Watanabe, H. (1997). Flow characteristics of a bluff body cut from a circular cylinder. *Journal of Fluids Engineering*, *119*(2), 453-454.
- 3. Tsutsui, T., & Igarashi, T. (2002). Drag reduction of a circular cylinder in an air-stream. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 90(4-5), 527-541.
- 4. Lee, S. J., Lee, S. I., & Park, C. W. (2004). Reducing the drag on a circular cylinder by upstream installation of a small control rod. *Fluid dynamics research*, *34*(4), 233-250.
- 5. Altan, B. D., Atılgan, M., & Özdamar, A. (2008). An experimental study on improvement of a Savonius rotor performance with curtaining. *Experimental thermal and fluid science*, *32*(8), 1673-1678.
- 6. Igarashi, T. (1981). Characteristics of the flow around two circular cylinders arranged in tandem: 1st report. *Bulletin of JSME*, 24(188), 323-331.
- Mohamed, M. H., Janiga, G., Pap, E., & Thévenin, D. (2010). Optimization of Savonius turbines using an obstacle shielding the returning blade. *Renewable Energy*, 35(11), 2618-2626.
- 8. Mahmoud, N. H., El-Haroun, A. A., Wahba, E., & Nasef, M. H. (2012). An experimental study on improvement of Savonius rotor performance. *Alexandria Engineering Journal*, *51*(1), 19-25.
- 9. Munson, B. R., Okiishi, T. H., Rothmayer, A. P., & Huebsch, W. W. (2014). *Fundamentals of fluid mechanics*. John Wiley & Sons. Chapter 7.

- 10. Tian, W., Song, B., VanZwieten, J. H., & Pyakurel, P. (2015). Computational fluid dynamics prediction of a modified savonius wind turbine with novel blade shapes. *Energies*, 8(8), 7915-7929.
- 11. Kadam, A. A., & Patil, S. S. (2013). A review study on Savonius wind rotors for accessing the power performance. *Journal of Mechanical and Civil Engineering*, *5*, 18-24.
- Hassanzadeh, A. R., Yaakob, O., Ahmed, Y. M., & Ismail, M. A. (2013). Comparison of conventional and helical savonius marine current turbine using computational fluid dynamics. *World Applied Sciences Journal*, 28(8), 1113-1119.
- 13. Hayashi, T., Li, Y., & Hara, Y. (2005). Wind tunnel tests on a different phase three-stage Savonius rotor. *JSME International Journal Series B Fluids and Thermal Engineering*, 48(1), 9-16.
- 14. Fluent Inc., Fluent Version 6.3 User's guide, Lebanon, New Hampshire, USA; 2006.

Lamp	iran									
Tabel	Tabel A-1									
Tanna	nenghalan	o hilanoa	n Revnol	ds 102778	8 05					
Tunpe	Penghama			45 102770						
		1		Re =	102778.05	5	1			
				Tanpa	Penggang	gu				
No.	Tempe- ratur (°C)	Averag e RPM	Averag e Rad/s	Spring average (gram)	Masa Jenis (kg/m)	jari-jari turbin (m)	Luas (m)	TSR	Ср	Cm
1	28.2	455.40	47.67	0.00	1.1772	0.0095	0.0857	1.17	0.00	0.00
2	28.2	453.87	47.50	100.00	1.1772	0.0095	0.0857	1.17	0.04	0.03
3	28.2	443.87	46.46	200.00	1.1772	0.0095	0.0857	1.14	0.07	0.06
4	28.2	422.40	44.21	300.00	1.1772	0.0095	0.0857	1.09	0.10	0.09
5	28.2	406.93	42.59	400.00	1.1772	0.0095	0.0857	1.05	0.13	0.12
6	28.2	398.67	41.73	450.00	1.1772	0.0095	0.0857	1.03	0.14	0.14
7	28.2	393.67	41.20	485.00	1.1772	0.0095	0.0857	1.02	0.14	0.14
8	28.2	381.67	39.95	540.00	1.1772	0.0095	0.0857	0.98	0.15	0.16
9	28.2	370.53	38.78	590.00	1.1772	0.0095	0.0857	0.96	0.16	0.17
10	28.2	361.13	37.80	630.00	1.1772	0.0095	0.0857	0.93	0.16	0.17
11	28.2	350.93	36.73	675.00	1.1772	0.0095	0.0857	0.90	0.17	0.18
12	28.2	340.80	35.67	710.00	1.1772	0.0095	0.0857	0.88	0.17	0.19
13	28.2	335.67	35.13	735.00	1.1772	0.0095	0.0857	0.87	0.17	0.20
14	28.2	318.67	33.35	790.00	1.1772	0.0095	0.0857	0.82	0.18	0.21
15	28.2	308.00	32.24	835.00	1.1772	0.0095	0.0857	0.79	0.18	0.22
16	28.2	290.00	30.35	880.00	1.1772	0.0095	0.0857	0.75	0.18	0.24
17	28.2	270.07	28.27	915.00	1.1772	0.0095	0.0857	0.70	0.17	0.25
18	28.2	249.67	26.13	955.00	1.1772	0.0095	0.0857	0.64	0.17	0.26
19	28.2	229.20	23.99	995.00	1.1772	0.0095	0.0857	0.59	0.16	0.27
20	28.2	222.07	23.24	1025.00	1.1772	0.0095	0.0857	0.57	0.15	0.27
21	28.2	216.87	22.70	1070.00	1.1772	0.0095	0.0857	0.56	0.15	0.27
22	28.2	202.20	21.16	1130.00	1.1772	0.0095	0.0857	0.52	0.15	0.28
23	28.2	197.07	20.63	1175.00	1.1772	0.0095	0.0857	0.51	0.14	0.28
24	28.2	167.53	17.54	1260.00	1.1772	0.0095	0.0857	0.43	0.13	0.30
25	28.2	115.86	12.13	1365.00	1.1772	0.0095	0.0857	0.30	0.10	0.32
26	28.2	91.60	9.59	1450.00	1.1772	0.0095	0.0857	0.24	0.08	0.34
27	28.2	85.67	8.97	1500.00	1.1772	0.0095	0.0857	0.22	0.08	0.34
28	28.2	50.20	5.25	1550.00	1.1772	0.0095	0.0857	0.13	0.04	0.34
29	28.2	0.00	0.00	1300.00	1.1772	0.0095	0.0857	0.00	0.00	0.25

Lamp	iran									
Tabel	A-2									
Tanpa	a penghalang	g bilanga	n Reynol	ds 127110	0.66					
				Re =	127110.66	5				
				Tanpa	Penggang	gu				
No.	Tempe- ratur (°C)	Averag e RPM	Averag e Rad/s	Spring average (gram)	Masa Jenis (kg/m)	jari-jari turbin (m)	Luas (m)	TSR	Ср	Cm
1	28.2	587.68	61.51	0	1.1772	0.0095	0.086	1.26	0.00	0.00
2	28.2	565.77	59.22	200	1.1772	0.0095	0.086	1 21	0.06	0.05
3	28.2	540.44	56.57	350	1.1772	0.0095	0.086	1.15	0.10	0.08
4	28.2	533.43	55.83	420	1.1772	0.0095	0.086	1.14	0.10	0.09
5	28.2	508.22	53.19	540	1.1772	0.0095	0.086	1.09	0.12	0.11
6	28.2	498.66	52.19	610	1.1772	0.0095	0.086	1.07	0.13	0.12
7	28.2	449.54	47.05	790	1.1772	0.0095	0.086	0.96	0.15	0.16
8	28.2	435.19	45.55	870	1.1772	0.0095	0.086	0.93	0.16	0.17
9	28.2	417.40	43.69	960	1.1772	0.0095	0.086	0.89	0.16	0.18
10	28.2	408.93	42.80	1020	1.1772	0.0095	0.086	0.87	0.16	0.19
11	28.2	392.37	41.07	1110	1.1772	0.0095	0.086	0.84	0.17	0.20
12	28.2	373.73	39.12	1200	1.1772	0.0095	0.086	0.80	0.17	0.21
13	28.2	367.51	38.47	1337	1.1772	0.0095	0.0857	0.79	0.17	0.22
14	28.2	363.73	38.07	1450	1.1772	0.0095	0.0857	0.78	0.17	0.22
15	28.2	351.87	36.83	1500	1.1772	0.0095	0.0857	0.75	0.17	0.23
16	28.2	347.57	36.38	1550	1.1772	0.0095	0.0857	0.74	0.17	0.23
17	28.2	332.41	34.79	1624	1.1772	0.0095	0.0857	0.71	0.17	0.24
18	28.2	329.72	34.51	1649	1.1772	0.0095	0.0857	0.70	0.17	0.24
19	28.2	314.87	32.96	1720	1.1772	0.0095	0.0857	0.67	0.17	0.25
20	28.2	274.51	28.73	1850	1.1772	0.0095	0.086	0.59	0.16	0.27
21	28.2	267.44	27.99	1885	1.1772	0.0095	0.086	0.57	0.16	0.28
22	28.2	239.49	25.07	1970	1.1772	0.0095	0.086	0.51	0.15	0.29
23	28.2	219.65	22.99	2025	1.1772	0.0095	0.086	0.47	0.14	0.29
24	28.2	197.05	20.62	2155	1.1772	0.0095	0.086	0.42	0.13	0.30
25	28.2	182.39	19.09	2240	1.1772	0.0095	0.086	0.39	0.12	0.31
26	28.2	162.31	16.99	2360	1.1772	0.0095	0.086	0.35	0.11	0.31
27	28.2	145.13	15.19	2500	1.1772	0.0095	0.086	0.31	0.10	0.32
28	28.2	78.27	8.19	2650	1.1772	0.0095	0.086	0.17	0.06	0.34
29	28.2	0.00	0.00	2360	1.1772	0.0095	0.086	0.00	0.00	0.27

Lamp	iran									
Tabel	A-3									
Tanpa	a penghalan	g bilanga	n Reynol	ds 16342'	7.99					
				Re =	163427.99)				
	1		r	Tanpa	Penggang	gu			1	1
No.	Tempe- ratur (ºC)	Averag e RPM	Averag e Rad/s	Spring average (gram)	Masa Jenis (kg/m)	jari-jari turbin (m)	Luas (m)	TSR	Ср	Cm
1	28.2	638.27	66.81	0	1.1772	0.0095	0.0857	1.06	0.00	0.00
2	28.2	623.53	65.26	100	1.1772	0.0095	0.0857	1.04	0.01	0.01
3	28.2	613.60	64.22	200	1.1772	0.0095	0.0857	1.02	0.02	0.02
4	28.2	590.50	61.81	350	1.1772	0.0095	0.0857	0.98	0.04	0.04
5	28.2	579.40	60.64	480	1.1772	0.0095	0.0857	0.96	0.05	0.05
6	28.2	561.73	58.79	650	1.1772	0.0095	0.0857	0.93	0.06	0.06
7	28.2	527.27	55.19	825	1.1772	0.0095	0.0857	0.88	0.07	0.08
8	28.2	506.60	53.02	1000	1.1772	0.0095	0.0857	0.84	0.08	0.09
9	28.2	472.67	49.47	1330	1.1772	0.0095	0.0857	0.79	0.09	0.11
10	28.2	443.00	46.37	1640	1.1772	0.0095	0.0857	0.74	0.09	0.13
11	28.2	418.93	43.85	1830	1.1772	0.0095	0.0857	0.70	0.10	0.14
12	28.2	404.07	42.29	2100	1.1772	0.0095	0.0857	0.67	0.10	0.15
13	28.2	370.20	38.75	2355	1.1772	0.0095	0.0857	0.62	0.11	0.18
14	28.2	353.00	36.95	2485	1.1772	0.0095	0.0857	0.59	0.11	0.19
15	28.2	334.67	35.03	2590	1.1772	0.0095	0.0857	0.56	0.11	0.20
16	28.2	323.53	33.86	2925	1.1772	0.0095	0.0857	0.54	0.11	0.21
17	28.2	299.80	31.38	3080	1.1772	0.0095	0.0857	0.50	0.11	0.21
18	28.2	277.93	29.09	3200	1.1772	0.0095	0.0857	0.46	0.10	0.22
19	28.2	239.20	25.04	3490	1.1772	0.0095	0.0857	0.40	0.09	0.23
20	28.2	218.53	22.87	3710	1.1772	0.0095	0.0857	0.36	0.09	0.24
21	28.2	192.73	20.17	3970	1.1772	0.0095	0.0857	0.32	0.08	0.24
22	28.2	173.80	18.19	4200	1.1772	0.0095	0.0857	0.29	0.07	0.25
23	28.2	155.27	16.25	4440	1.1772	0.0095	0.0857	0.26	0.07	0.26
24	28.2	144.27	15.10	4650	1.1772	0.0095	0.0857	0.24	0.06	0.26
25	28.2	128.93	13.50	4880	1.1772	0.0095	0.0857	0.21	0.06	0.26
26	28.2	100.47	10.52	5100	1.1772	0.0095	0.0857	0.17	0.05	0.28
27	28.2	69.07	7.23	5300	1.1772	0.0095	0.0857	0.11	0.03	0.30
28	28.2	0.00	0.00	4700	1.1772	0.0095	0.0857	0.00	0.00	0.19

Lamp	iran									
Tabel	B-1									
Tanpa	n penghala	ng bilangar	Reynolds	102778.05	5					
				Re = 102	2778.05					
				S/D =	: 1.2					
	Tompo			Spring	Maca	iari iari				
No	ratur	Average	Average	Spring	lonic	Jan-Jan	Luas	тер	Cn	Cm
110.		RPM	Rad/s	(gram)	(kg/m)	(m)	(m)	151	Cp	CIII
	(C)			(grann)	(Kg/11)	(111)				
1	28.2	480.56	50.30	0.00	1.1772	0.0095	0.0857	1.28	0.00	0.00
2	28.2	471.88	49.39	100.00	1.1772	0.0095	0.0857	1.26	0.04	0.03
3	28.2	453.06	47.42	215.00	1.1772	0.0095	0.0857	1.21	0.09	0.07
4	28.2	439.00	45.95	310.00	1.1772	0.0095	0.0857	1.17	0.12	0.10
5	28.2	433.06	45.33	365.00	1.1772	0.0095	0.0857	1.16	0.14	0.12
6	28.2	420.13	43.97	450.00	1.1772	0.0095	0.0857	1.12	0.15	0.14
7	28.2	400.88	41.96	550.00	1.1772	0.0095	0.0857	1.07	0.17	0.16
8	28.2	389.81	40.80	630.00	1.1772	0.0095	0.0857	1.04	0.18	0.18
9	28.2	378.06	39.57	700.00	1.1772	0.0095	0.0857	1.01	0.19	0.19
10	28.2	357.06	37.37	800.00	1.1772	0.0095	0.0857	0.95	0.20	0.21
11	28.2	347.13	36.33	860.00	1.1772	0.0095	0.0857	0.93	0.21	0.22
12	28.2	339.00	35.48	920.00	1.1772	0.0095	0.0857	0.91	0.21	0.23
13	28.2	323.31	33.84	1000.00	1.1772	0.0095	0.0857	0.86	0.21	0.25
14	28.2	317.44	33.23	1055.00	1.1772	0.0095	0.0857	0.85	0.21	0.25
15	28.2	306.81	32.11	1120.00	1.1772	0.0095	0.0857	0.82	0.22	0.26
16	28.2	292.44	30.61	1200.00	1.1772	0.0095	0.0857	0.78	0.22	0.28
17	28.2	288.31	30.18	1250.00	1.1772	0.0095	0.0857	0.77	0.22	0.28
18	28.2	272.44	28.52	1350.00	1.1772	0.0095	0.0857	0.73	0.22	0.30
19	28.2	267.50	28.00	1410.00	1.1772	0.0095	0.0857	0.71	0.22	0.30
20	28.2	255.06	26.70	1510.00	1.1772	0.0095	0.0857	0.68	0.22	0.32
21	28.2	236.19	24.72	1610.00	1.1772	0.0095	0.0857	0.63	0.21	0.33
22	28.2	218.69	22.89	1710.00	1.1772	0.0095	0.0857	0.58	0.20	0.35
23	28.2	162.88	17.05	1750.00	1.1772	0.0095	0.0857	0.44	0.18	0.42
24	28.2	143.44	15.01	1850.00	1.1772	0.0095	0.0857	0.38	0.17	0.44
25	28.2	133.00	13.92	1900.00	1.1772	0.0095	0.0857	0.36	0.16	0.45
26	28.2	126.94	13.29	1950.00	1.1772	0.0095	0.0857	0.34	0.15	0.45
27	28.2	114.88	12.02	2000.00	1.1772	0.0095	0.0857	0.31	0.14	0.45
28	28.2	94.88	9.93	2050.00	1.1772	0.0095	0.0857	0.25	0.12	0.46
29	28.2	89.92	9.41	2150.00	1.1772	0.0095	0.0857	0.24	0.11	0.46
30	28.2	83.75	8.765833	2250.00	1.1772	0.0095	0.0857	0.2237	0.1	0.46
31	28.2	77.1875	8.078958	2360.00	1.1772	0.0095	0.0857	0.2062	0.1	0.46
32	28.2	0	0	2000.00	1.1772	0.0095	0.0857	0	0	0.27

Lamp	iran									
Tabel	B-2									
Tanpa	n penghala	ng bilangar	Reynolds	127110.66	5					
				Re = 127	7110.66					
	-	-	-	S/D =	1.2			-	-	
	Tompo			Spring	Maca	iari iari				
No	ratur	Average	Average	Spring	Ividsa	Jan-Jan	Luas	тср	Cn	Cm
110.		RPM	Rad/s	(gram)	(kg/m)	(m)	(m)	131	Cp	Cill
	(0)			(grain)	(Kg/11)	(111)				
1	28.2	605.19	63.34	0.00	1.1772	0.0095	0.086	1.29	0.00	0.00
2	28.2	592.38	62.00	100.00	1.1772	0.0095	0.086	1.27	0.04	0.03
3	28.2	579.25	60.63	215.00	1.1772	0.0095	0.086	1.24	0.09	0.07
4	28.2	553.44	57.93	310.00	1.1772	0.0095	0.086	1.18	0.12	0.10
5	28.2	530.69	55.55	365.00	1.1772	0.0095	0.086	1.13	0.15	0.13
6	28.2	516.25	54.03	450.00	1.1772	0.0095	0.086	1.10	0.16	0.15
7	28.2	484.83	50.75	550.00	1.1772	0.0095	0.086	1.04	0.17	0.17
8	28.2	469.08	49.10	630.00	1.1772	0.0095	0.086	1.00	0.18	0.18
9	28.2	444.61	46.54	700.00	1.1772	0.0095	0.086	0.95	0.19	0.20
10	28.2	428.46	44.85	800.00	1.1772	0.0095	0.086	0.92	0.20	0.22
11	28.2	420.29	43.99	860.00	1.1772	0.0095	0.086	0.90	0.20	0.22
12	28.2	392.94	41.13	920.00	1.1772	0.0095	0.086	0.84	0.20	0.24
13	28.2	386.25	40.43	1000.00	1.1772	0.0095	0.086	0.83	0.20	0.25
14	28.2	365.25	38.23	1055.00	1.1772	0.0095	0.086	0.78	0.21	0.26
15	28.2	354.50	37.10	1120.00	1.1772	0.0095	0.086	0.76	0.20	0.27
16	28.2	330.69	34.61	1200.00	1.1772	0.0095	0.086	0.71	0.20	0.28
17	28.2	326.00	34.12	1250.00	1.1772	0.0095	0.086	0.70	0.19	0.28
18	28.2	309.63	32.41	1350.00	1.1772	0.0095	0.086	0.66	0.19	0.29
19	28.2	282.25	29.54	1410.00	1.1772	0.0095	0.086	0.60	0.18	0.30
20	28.2	254.56	26.64	1510.00	1.1772	0.0095	0.086	0.54	0.17	0.31
21	28.2	227.54	23.82	1610.00	1.1772	0.0095	0.086	0.49	0.16	0.33
22	28.2	215.75	22.58	1710.00	1.1772	0.0095	0.086	0.46	0.15	0.33
23	28.2	185.60	19.43	1750.00	1.1772	0.0095	0.086	0.40	0.14	0.34
24	28.2	178.56	18.69	1850.00	1.1772	0.0095	0.086	0.38	0.13	0.34
25	28.2	152.80	15.99	1900.00	1.1772	0.0095	0.086	0.33	0.11	0.34
26	28.2	142.75	14.94	1950.00	1.1772	0.0095	0.086	0.31	0.11	0.35
27	28.2	131.75	13.79	2000.00	1.1772	0.0095	0.086	0.28	0.10	0.36
28	28.2	124.36	13.02	2050.00	1.1772	0.0095	0.086	0.27	0.10	0.36
29	28.2	114.50	11.98	2150.00	1.1772	0.0095	0.086	0.24	0.09	0.37
30	28.2	94.3125	9.871375	2250.00	1.1772	0.0095	0.086	0.2015	0.08	0.38
31	28.2	85.875	8.98825	2360.00	1.1772	0.0095	0.086	0.1835	0.07	0.39
32	28.2	65.875	6.894917	2000.00	1.1772	0.0095	0.086	0.1408	0.06	0.4
33	28.2	57.4375	6.011792	2000.00	1.1772	0.0095	0.086	0.1227	0.05	0.41
34	28.2	47.875	5.010917	2000.00	1.1772	0.0095	0.086	0.1023	0.04	0.42
35	28.2	0	0	2000.00	1.1772	0.0095	0.086	0	0	0.35

Lampi	iran									
Tabel	B-3									
Tanpa	n penghala	ng bilangan	Reynolds	163427.99)					
				Re = 163	427.100					
				S/D =	1.2					
No.	Tempe- ratur (ºC)	Average RPM	Average Rad/s	Spring average (gram)	Masa Jenis (kg/m)	jari-jari turbin (m)	Luas (m)	TSR	Ср	Cm
1	28.2	657.81	68.85	0.00	1.1772	0.0095	0.086	1.09	0.00	0.00
2	28.2	650.06	68.04	150.00	1.1772	0.0095	0.086	1.08	0.02	0.02
3	28.2	636.63	66.63	300.00	1.1772	0.0095	0.086	1.06	0.04	0.04
4	28.2	625.19	65.44	400.00	1.1772	0.0095	0.086	1.04	0.05	0.05
5	28.2	616.88	64.57	460.00	1.1772	0.0095	0.086	1.03	0.06	0.06
6	28.2	605.13	63.34	525.00	1.1772	0.0095	0.086	1.01	0.07	0.07
7	28.2	591.56	61.92	625.00	1.1772	0.0095	0.086	0.98	0.08	0.08
8	28.2	583.63	61.09	695.00	1.1772	0.0095	0.086	0.97	0.08	0.08
9	28.2	579.31	60.63	758.00	1.1772	0.0095	0.086	0.96	0.08	0.09
10	28.2	573.13	59.99	820.00	1.1772	0.0095	0.086	0.95	0.09	0.09
11	28.2	566.81	59.33	915.00	1.1772	0.0095	0.086	0.94	0.09	0.09
12	28.2	555.50	58.14	1025.00	1.1772	0.0095	0.086	0.92	0.09	0.10
13	28.2	539.63	56.48	1155.00	1.1772	0.0095	0.086	0.90	0.10	0.11
16	28.2	516.94	54.11	1450.00	1.1772	0.0095	0.086	0.86	0.11	0.13
17	28.2	509.94	53.37	1555.00	1.1772	0.0095	0.086	0.85	0.11	0.13
20	28.2	486.50	50.92	1870.00	1.1772	0.0095	0.086	0.81	0.12	0.15
21	28.2	475.75	49.80	1980.00	1.1772	0.0095	0.086	0.79	0.12	0.15
22	28.2	469.38	49.13	2080.00	1.1772	0.0095	0.086	0.78	0.12	0.15
23	28.2	462.06	48.36	2180.00	1.1772	0.0095	0.086	0.77	0.12	0.16
24	28.2	458.19	47.96	2270.00	1.1772	0.0095	0.086	0.76	0.12	0.16
25	28.2	448.46	46.94	2420.00	1.1772	0.0095	0.086	0.75	0.12	0.16
26	28.2	425.21	44.51	2610.00	1.1772	0.0095	0.086	0.71	0.12	0.17
27	28.2	422.27	44.20	2720.00	1.1772	0.0095	0.086	0.70	0.12	0.18
28	28.2	413.75	43.31	2890.00	1.1772	0.0095	0.086	0.69	0.12	0.18
28	28.2	397.44	41.60	3100.00	1.1772	0.0095	0.086	0.66	0.12	0.19
28	28.2	373.625	39.10608	3340.00	1.1772	0.0095	0.086	0.6209	0.12	0.2
28	28.2	353.6429	37.01462	3580.00	1.1772	0.0095	0.086	0.5877	0.12	0.21
28	28.2	332	34.74933	3820.00	1.1772	0.0095	0.086	0.5517	0.12	0.22
28	28.2	280	29.30667	4060.00	1.1772	0.0095	0.086	0.4653	0.11	0.25
28	28.2	250	26.16667	4240.00	1.1772	0.0095	0.086	0.4155	0.11	0.26
28	28.2	200	20.93333	4430.00	1.1772	0.0095	0.086	0.3324	0.09	0.27
28	28.2	180	18.84	4560	1.1772	0.0095	0.086	0.2991	0.08	0.28
28	28.2	100	10.46667	4900	1.1772	0.0095	0.086	0.1662	0.05	0.32
28	28.2	80	8.373333	5100	1.1772	0.0095	0.086	0.1329	0.04	0.33
28	28.2	60	6.28	5500	1.1772	0.0095	0.086	0.0997	0.04	0.36
28	28.2	50	5.233333	5700	1.1772	0.0095	0.086	0.0831	0.03	0.38
28	28.2	30	3.14	5900	1.1772	0.0095	0.086	0.0499	0.02	0.4
28	28.2	0	0	6000	1.1772	0.0095	0.086	0	0	0.35

Lamp	iran									
Tabel	Tabel C-1									
Tanpa	a penghala	ang bilangai	n Reynolds	102778.0	5					
				Re = 10	02778.05					
				S/D	= 1.4					
	T			Curring						
N.	Tempe-	Average	Average	Spring	Iviasa	jari-jari	Luas	тср	<u>C</u> u	Curr
NO.	ratur	RPM	Rad/s	average	Jenis	turbin	(m)	ISK	Ср	Cm
	(°C)			(gram)	(kg/m)	(m)				
1	28.2	467.1875	48.89896	0.00	1.1772	0.0095	0.08574	1.25	0.00	0.00
2	28.2	458.875	48.02892	100.00	1.1772	0.0095	0.08574	1.23	0.04	0.03
3	28.2	451.3125	47.23738	215.00	1.1772	0.0095	0.08574	1.21	0.08	0.07
4	28.2	437.625	45.80475	310.00	1.1772	0.0095	0.08574	1.17	0.12	0.10
5	28.2	430.4375	45.05246	365.00	1.1772	0.0095	0.08574	1.15	0.13	0.11
6	28.2	421.5625	44.12354	450.00	1.1772	0.0095	0.08574	1.13	0.14	0.12
7	28.2	414.375	43.37125	550.00	1.1772	0.0095	0.08574	1.11	0.15	0.14
8	28.2	398.125	41.67042	630.00	1.1772	0.0095	0.08574	1.06	0.17	0.16
9	28.2	382.875	40.07425	700.00	1.1772	0.0095	0.08574	1.02	0.19	0.19
10	28.2	371	38.83133	800.00	1.1772	0.0095	0.08574	0.99	0.20	0.20
11	28.2	349.9375	36.62679	860.00	1.1772	0.0095	0.08574	0.93	0.20	0.22
12	28.2	327.375	34.26525	920.00	1.1772	0.0095	0.08574	0.87	0.21	0.24
13	28.2	311.75	32.62983	1000.00	1.1772	0.0095	0.08574	0.83	0.21	0.26
14	28.2	300.8125	31.48504	1055.00	1.1772	0.0095	0.08574	0.80	0.22	0.27
15	28.2	290.4375	30.39913	1120.00	1.1772	0.0095	0.08574	0.78	0.22	0.29
16	28.2	284.1111	29.73696	1200.00	1.1772	0.0095	0.08574	0.76	0.22	0.29
17	28.2	271.625	28.43008	1250.00	1.1772	0.0095	0.08574	0.73	0.22	0.31
18	28.2	268.5625	28.10954	1350.00	1.1772	0.0095	0.08574	0.72	0.22	0.31
19	28.2	258.125	27.01708	1410.00	1.1772	0.0095	0.08574	0.69	0.22	0.32
20	28.2	239.75	25.09383	1510.00	1.1772	0.0095	0.08574	0.64	0.21	0.33
21	28.2	227.0625	23.76588	1610.00	1.1772	0.0095	0.08574	0.61	0.21	0.35
22	28.2	217.0625	22.71921	1710.00	1.1772	0.0095	0.08574	0.58	0.20	0.35
23	28.2	207	21.666	1750.00	1.1772	0.0095	0.08574	0.55	0.20	0.36
24	28.2	197.4375	20.66513	1850.00	1.1772	0.0095	0.08574	0.53	0.19	0.37
25	28.2	175	18.31667	1900.00	1.1772	0.0095	0.08574	0.47	0.18	0.38
26	28.2	162.625	17.02142	1950.00	1.1772	0.0095	0.08574	0.43	0.17	0.38
27	28.2	136.0625	14.24121	2000.00	1.1772	0.0095	0.08574	0.36	0.14	0.39
28	28.2	123.0625	12.88054	2050.00	1.1772	0.0095	0.08574	0.33	0.13	0.40
29	28.2	117.3125	12.27871	2150.00	1.1772	0.0095	0.08574	0.31	0.13	0.40
29	28.2	103.125	10.79375	2250.00	1.1772	0.0095	0.08574	0.275	0.1124	0.408
29	28.2	90.75	9.4985	2360.00	1.1772	0.0095	0.08574	0.242	0.1019	0.42
29	28.2	68.0625	7.123875	2000.00	1.1772	0.0095	0.08574	0.182	0.0794	0.437
29	28.2	53.75	5.625833	2000.00	1.1772	0.0095	0.08574	0.144	0.0633	0.441
29	28.2	0	0	2000.00	1.1772	0.0095	0.08574	0	0	0.342

Lamp	iran									
Tabel	C-2									
Tanpa	n penghala	ung bilangai	n Reynolds	127110.6	6					
				Re = 1	27110.67					
				S/D	= 1.4					
No.	Tempe- ratur (ºC)	Average RPM	Average Rad/s	Spring average (gram)	Masa Jenis (kg/m)	jari-jari turbin (m)	Luas (m)	TSR	Ср	Cm
1	28.2	601.393	62.9458	0.00	1.177	0.0095	0.0857	1.28	0.00	0.00
2	28.2	582.593	60.9781	100.00	1.177	0.0095	0.0857	1.24	0.06	0.05
3	28.2	559.18	58.5275	215.00	1.177	0.0095	0.0857	1.19	0.10	0.08
4	28.2	532.227	55.7064	310.00	1.177	0.0095	0.0857	1.14	0.13	0.11
5	28.2	515.493	53.955	365.00	1.177	0.0095	0.0857	1.10	0.14	0.12
6	28.2	500.913	52.4289	450.00	1.177	0.0095	0.0857	1.07	0.16	0.14
7	28.2	489.353	51.219	550.00	1.177	0.0095	0.0857	1.05	0.17	0.16
8	28.2	480.567	50.2993	630.00	1.177	0.0095	0.0857	1.03	0.17	0.17
9	28.2	474.087	49.6211	700.00	1.177	0.0095	0.0857	1.01	0.18	0.17
10	28.2	468.987	49.0873	800.00	1.177	0.0095	0.0857	1.00	0.18	0.18
11	28.2	461.333	48.2862	860.00	1.177	0.0095	0.0857	0.99	0.19	0.19
12	28.2	455.1	47.6338	920.00	1.177	0.0095	0.0857	0.97	0.19	0.19
13	28.2	435.453	45.5774	1000.00	1.177	0.0095	0.0857	0.93	0.20	0.21
14	28.2	424.58	44.4394	1055.00	1.177	0.0095	0.0857	0.91	0.20	0.22
15	28.2	415.3	43.4681	1120.00	1.177	0.0095	0.0857	0.89	0.20	0.23
16	28.2	405.4	42.4319	1200.00	1.177	0.0095	0.0857	0.87	0.20	0.24
17	28.2	404.053	42.2909	1250.00	1.177	0.0095	0.0857	0.86	0.20	0.24
18	28.2	397.479	41.6028	1350.00	1.177	0.0095	0.0857	0.85	0.21	0.24
19	28.2	385.6	40.3595	1410.00	1.177	0.0095	0.0857	0.82	0.21	0.26
20	28.2	369.3	38.6534	1510.00	1.177	0.0095	0.0857	0.79	0.21	0.27
21	28.2	364.26	38.1259	1610.00	1.177	0.0095	0.0857	0.78	0.21	0.28
22	28.2	355.793	37.2397	1710.00	1.177	0.0095	0.0857	0.76	0.22	0.28
23	28.2	349.673	36.5991	1750.00	1.177	0.0095	0.0857	0.75	0.21	0.29
24	28.2	342.373	35.8351	1850.00	1.177	0.0095	0.0857	0.73	0.21	0.29
25	28.2	336.72	35.2434	1900.00	1.177	0.0095	0.0857	0.72	0.21	0.30
26	28.2	312.147	32.6714	1950.00	1.177	0.0095	0.0857	0.67	0.21	0.31
27	28.2	294.82	30.8578	2000.00	1.177	0.0095	0.0857	0.63	0.20	0.32
28	28.2	266.573	27.9013	2050.00	1.177	0.0095	0.0857	0.57	0.19	0.34
29	28.2	246.12	25.7606	2150.00	1.177	0.0095	0.0857	0.53	0.18	0.34
30	28.2	231.647	24.2457	2250.00	1.177	0.0095	0.0857	0.49	0.17	0.34
31	28.2	197.447	20.6661	2360.00	1.177	0.0095	0.0857	0.42	0.147	0.35
32	28.2	142.353	14.8996	2000.00	1.177	0.0095	0.0857	0.3	0.11	0.36
33	28.2	135.693	14.2026	2000.00	1.177	0.0095	0.0857	0.29	0.105	0.36
34	28.2	128.253	13.4238	2000.00	1.177	0.0095	0.0857	0.27	0.1	0.37
35	28.2	117.72	12.3214	2000.00	1.177	0.0095	0.0857	0.252	0.0919	0.365
36	28.2	90.2867	9.45	2000.00	1.177	0.0095	0.0857	0.193	0.07	0.363
37	28.2	0	0	2000.00	1.177	0.0095	0.0857	0	0	0.28

Lamp	iran									
Tabel	C-3									
Tanpa	a penghala	ang bilangai	n Reynolds	163427.9	9					
		0 0	-							
				Re = 16	3427.10)				
				S/D	= 1.4					
No	Tempe-	Average	Average	Spring	Masa	jari-jari turbin	Luas	TSR	Cn	Cm
110.	(°C)	RPM	Rad/s	(gram)	(kg/m)	(m)	(m)	1011	94	0
1	28.2	648.75	67.9025	0.00	1.177	0.0095	0.0857	1.08	0.00	0.00
2	28.2	616.875	64.5663	350.00	1.177	0.0095	0.0857	1.03	0.05	0.05
3	28.2	595.813	62.3617	480.00	1.177	0.0095	0.0857	0.99	0.06	0.06
4	28.2	572.375	59.9086	640.00	1.177	0.0095	0.0857	0.95	0.07	0.07
5	28.2	547.125	57.2658	825.00	1.177	0.0095	0.0857	0.91	0.08	0.09
6	28.2	530.438	55.5191	1000.00	1.177	0.0095	0.0857	0.88	0.09	0.10
7	28.2	506.375	53.0006	1190.00	1.177	0.0095	0.0857	0.84	0.10	0.12
8	28.2	499.125	52.2418	1330.00	1.177	0.0095	0.0857	0.83	0.10	0.12
9	28.2	481.688	50.4166	1545.00	1.177	0.0095	0.0857	0.80	0.11	0.13
10	28.2	473.188	49.527	1725.00	1.177	0.0095	0.0857	0.79	0.11	0.14
11	28.2	443.375	46.4066	2055.00	1.177	0.0095	0.0857	0.74	0.12	0.16
12	28.2	422.125	44.1824	2350.00	1.177	0.0095	0.0857	0.70	0.12	0.18
13	28.2	411	43.018	2600.00	1.177	0.0095	0.0857	0.68	0.13	0.19
14	28.2	401.688	42.0433	2850.00	1.177	0.0095	0.0857	0.67	0.13	0.19
15	28.2	379.188	39.6883	3150.00	1.177	0.0095	0.0857	0.63	0.13	0.21
16	28.2	356.438	37.3071	3450.00	1.177	0.0095	0.0857	0.59	0.13	0.22
17	28.2	343.25	35.9268	3700.00	1.177	0.0095	0.0857	0.57	0.13	0.23
18	28.2	335.813	35.1484	3930.00	1.177	0.0095	0.0857	0.56	0.13	0.24
19	28.2	304.583	31.8797	4310.00	1.177	0.0095	0.0857	0.51	0.13	0.26
20	28.2	260	27.2133	4600.00	1.177	0.0095	0.0857	0.43	0.12	0.29
21	28.2	235	24.5967	4900.00	1.177	0.0095	0.0857	0.39	0.12	0.30
22	28.2	201	21.038	5200.00	1.177	0.0095	0.0857	0.33	0.11	0.32
23	28.2	169	17.6887	5400.00	1.177	0.0095	0.0857	0.28	0.09	0.34
24	28.2	137	14.3393	5600.00	1.177	0.0095	0.0857	0.23	0.08	0.35
25	28.2	100	10.4667	5850.00	1.177	0.0095	0.0857	0.17	0.06	0.36
26	28.2	80	8.37333	6150.00	1.177	0.0095	0.0857	0.13	0.05	0.37
27	28.2	40	4.18667	6450.00	1.177	0.0095	0.0857	0.07	0.03	0.39
28	28.2	25	2.61667	6700.00	1.177	0.0095	0.0857	0.04	0.02	0.40
29	28.2	0	0	6700.00	1.177	0.0095	0.0857	0.00	0.00	0.37

Lam	oiran									
Tabe	1 D-1									
Tanp	a penghala	ing bilangai	n Reynolds	102778.0	5					
				Re = 10	2778.05					
				S/D	= 1.6					
				Spring	Masa	iari-iari				
No	Tempe-	Average	Average	average	Ionis	turbin	Luas	TSR	Cn	Cm
110.	ratur (°C)	RPM	Rad/s	(gram)	(ka/m)	(m)	(m)	131	Ср	CIII
				(grann)	(((((((((((((((((((((111)				
1	28.2	36.14314	3.782982	0	1.1772	0.0095	0.0857	1.24	0.00	0.00
2	28.2	41.95063	4.390833	100	1.1772	0.0095	0.0857	1.22	0.04	0.03
3	28.2	48.74641	5.102124	200	1.1772	0.0095	0.0857	1.19	0.08	0.07
4	28.2	53.86762	5.638144	300	1.1772	0.0095	0.0857	1.16	0.12	0.10
5	28.2	56.93507	5.959204	350	1.1772	0.0095	0.0857	1.14	0.13	0.11
6	28.2	61.75987	6.4642	400	1.1772	0.0095	0.0857	1.12	0.14	0.12
7	28.2	67.63846	7.079492	455	1.1772	0.0095	0.0857	1.10	0.15	0.14
8	28.2	71.6416	7.498488	550	1.1772	0.0095	0.0857	1.06	0.17	0.16
9	28.2	75.08813	7.859224	650	1.1772	0.0095	0.0857	1.01	0.19	0.19
10	28.2	80.6413	8.440456	720	1.1772	0.0095	0.0857	0.97	0.19	0.20
11	28.2	83.05937	8.693547	800	1.1772	0.0095	0.0857	0.93	0.20	0.21
12	28.2	85.37391	8.935802	900	1.1772	0.0095	0.0857	0.86	0.21	0.24
13	28.2	89.41757	9.359039	950	1.1772	0.0095	0.0857	0.85	0.21	0.24
14	28.2	92.22375	9.652753	1048	1.1772	0.0095	0.0857	0.78	0.21	0.27
15	28.2	95.69329	10.0159	1090	1.1772	0.0095	0.0857	0.75	0.21	0.28
16	28.2	100.3799	10.50642	1123	1.1772	0.0095	0.0857	0.73	0.21	0.28
17	28.2	102.766	10.75617	1168	1.1772	0.0095	0.0857	0.72	0.21	0.28
18	28.2	108.9275	11.40108	1245	1.1772	0.0095	0.0857	0.68	0.20	0.30
19	28.2	112.0798	11.73102	1306	1.1772	0.0095	0.0857	0.64	0.20	0.31
20	28.2	117.1824	12.26509	1370	1.1772	0.0095	0.0857	0.59	0.19	0.32
21	28.2	122.6774	12.84024	1440	1.1772	0.0095	0.0857	0.54	0.18	0.33
22	28.2	128.3581	13.43481	1500	1.1772	0.0095	0.0857	0.50	0.17	0.34
23	28.2	130.2808	13.63605	1560	1.1772	0.0095	0.0857	0.46	0.16	0.35
24	28.2	135.991	14.23372	1624	1.1772	0.0095	0.0857	0.38	0.14	0.36
25	28.2	137.6857	14.4111	1675	1.1772	0.0095	0.0857	0.36	0.13	0.37
26	28.2	140.0775	14.66145	1735	1.1772	0.0095	0.0857	0.34	0.13	0.37
27	28.2	141.4854	14.80881	1805	1.1772	0.0095	0.0857	0.26	0.10	0.39
28	28.2	143.831	15.05431	1860	1.1772	0.0095	0.0857	0.24	0.09	0.39
29	28.2	149.8068	15.67978	1920	1.1772	0.0095	0.0857	0.22	0.09	0.40
30	28.2	155.1356	16.23753	2000	1.1772	0.0095	0.0857	0.173	0.072	0.417
31	28.2	161.2155	16.87389	2050	1.1772	0.0095	0.0857	0.155	0.065	0.421
32	28.2	137.1768	14.35784	2100	1.1772	0.0095	0.0857	0.113	0.048	0.425
33	28.2	167.6689	17.54935	2150	1.1772	0.0095	0.0857	0.096	0.041	0.429
34	28.2	163.155	17.07689	2050	1.1772	0.0095	0.0857	0	0	0.351

Lam	oiran									
Tabe	1D-2									
Tanp	a penghala	ng bilangai	n Reynolds	127110.6	8					
		0								
				Re = 12	27110.68					
				S/D	= 1.6					
				Spring	Masa	iari-iari				
No	Tempe-	Average	Average	average	lenis	turhin	Luas	TSR	Cn	Cm
110.	ratur (°C)	RPM	Rad/s	(gram)	(kg/m)	(m)	(m)			CIII
				(8)	(8,)	()				
1	28.2	590.563	61.8122	0	1.1772	0.0095	0.086	1.26	0.00	0.00
2	28.2	574.563	60.1375	150	1.1772	0.0095	0.086	1.23	0.04	0.03
3	28.2	548.356	57.3946	300	1.1772	0.0095	0.086	1.17	0.07	0.06
4	28.2	538.125	56.3238	350	1.1772	0.0095	0.086	1.15	0.08	0.07
5	28.2	533.375	55.8266	400	1.1772	0.0095	0.086	1.14	0.09	0.08
6	28.2	523	54.7407	450	1.1772	0.0095	0.086	1.12	0.10	0.09
7	28.2	515.273	53.9319	520	1.1772	0.0095	0.086	1.10	0.10	0.09
8	28.2	500.188	52.353	580	1.1772	0.0095	0.086	1.07	0.11	0.11
9	28.2	482.938	50.5475	670	1.1772	0.0095	0.086	1.03	0.13	0.12
10	28.2	466.667	48.8444	760	1.1772	0.0095	0.086	1.00	0.14	0.14
11	28.2	439.182	45.9677	890	1.1772	0.0095	0.086	0.94	0.15	0.16
12	28.2	437	45.7393	936	1.1772	0.0095	0.086	0.93	0.15	0.16
13	28.2	417.875	43.7376	1035	1.1772	0.0095	0.086	0.89	0.16	0.18
14	28.2	400.462	41.915	1125	1.1772	0.0095	0.086	0.86	0.16	0.19
15	28.2	383.25	40.1135	1220	1.1772	0.0095	0.086	0.82	0.17	0.21
16	28.2	367.438	38.4585	1310	1.1772	0.0095	0.086	0.79	0.17	0.22
17	28.2	348.313	36.4567	1410	1.1772	0.0095	0.086	0.74	0.17	0.23
18	28.2	327.6364	34.29261	1500	1.1772	0.0095	0.0857	0.70	0.17	0.25
19	28.2	307.9375	32.23079	1590	1.1772	0.0095	0.0857	0.66	0.17	0.26
20	28.2	289.688	30.3206	1670	1.1772	0.0095	0.086	0.62	0.17	0.27
21	28.2	268.25	28.0768	1760	1.1772	0.0095	0.086	0.57	0.16	0.28
22	28.2	240.813	25.205	1850	1.1772	0.0095	0.086	0.51	0.15	0.30
23	28.2	223.583	23.4017	1930	1.1772	0.0095	0.086	0.48	0.15	0.31
24	28.2	208.813	21.8557	1990	1.1772	0.0095	0.086	0.45	0.14	0.31
25	28.2	193.4	20.2425	2060	1.1772	0.0095	0.086	0.41	0.13	0.32
26	28.2	177.813	18.611	2140	1.1772	0.0095	0.086	0.38	0.13	0.33
27	28.2	157.688	16.5046	2190	1.1772	0.0095	0.086	0.34	0.11	0.33
28	28.2	138.625	14.5094	2250	1.1772	0.0095	0.086	0.30	0.10	0.34
29	28.2	125.063	13.0899	2290	1.1772	0.0095	0.086	0.27	0.09	0.34
29	28.2	110	11.5133	2340	1.1772	0.0095	0.086	0.235	0.081	0.343
29	28.2	89	9.31533	2400	1.1772	0.0095	0.086	0.19	0.066	0.348
29	28.2	74.25	7.7715	2500	1.1772	0.0095	0.086	0.159	0.058	0.364
29	28.2	55.1875	5.77629	2550	1.1772	0.0095	0.086	0.118	0.043	0.367
29	28.2	42.8889	4.48904	2600	1.1772	0.0095	0.086	0.092	0.034	0.374
29	28.2	0	0	2500	1.1772	0.0095	0.086	0	0	0.332

T	•••••									1
Lam	oiran									
Tabe	1D-3									
Tanp	a penghala	ing bilangar	n Reynolds	163427.1	01					
				3427.101						
							-			
No.	Tempe- ratur (°C)	Average RPM	Average Rad/s	Spring average (gram)	Masa Jenis (kg/m)	jari-jari turbin (m)	Luas (m)	TSR	Ср	Cm
1	28.2	621	64.998	0	1.1772	0.0095	0.086	1.03	0.00	0.00
2	28.2	585	61.23	450	1.1772	0.0095	0.086	0.97	0.04	0.04
3	28.2	527.133	55.1733	650	1.1772	0.0095	0.086	0.88	0.07	0.08
4	28.2	511.733	53.5614	820	1.1772	0.0095	0.086	0.85	0.07	0.09
5	28.2	479.267	50.1632	1070	1.1772	0.0095	0.086	0.80	0.09	0.11
6	28.2	463.733	48.5374	1220	1.1772	0.0095	0.086	0.77	0.09	0.12
7	28.2	439.733	46.0254	1510	1.1772	0.0095	0.086	0.73	0.10	0.13
8	28.2	421.467	44.1135	1890	1.1772	0.0095	0.086	0.70	0.10	0.15
9	28.2	385.2	40.3176	2340	1.1772	0.0095	0.086	0.64	0.11	0.17
10	28.2	341.267	35.7192	2840	1.1772	0.0095	0.086	0.57	0.11	0.20
11	28.2	324.933	34.0097	3200	1.1772	0.0095	0.086	0.54	0.11	0.21
12	28.2	298.8	31.2744	3460	1.1772	0.0095	0.086	0.50	0.11	0.22
13	28.2	240.933	25.2177	3750	1.1772	0.0095	0.086	0.40	0.09	0.24
14	28.2	211.933	22.1824	3990	1.1772	0.0095	0.086	0.35	0.09	0.24
15	28.2	174.933	18.3097	4210	1.1772	0.0095	0.086	0.29	0.07	0.24
16	28.2	128.333	13.4322	4430	1.1772	0.0095	0.086	0.21	0.05	0.25
17	28.2	89.0667	9.32231	4700	1.1772	0.0095	0.086	0.15	0.04	0.26
18	28.2	0	0	4430	1.1772	0.0095	0.0857	0.00	0.00	0.20

Lamp	oiran									
Tabe	l E-1									
Tanp	a penghalai	ng bilangan	Reynolds 1	02778.05	5					
		0 0								
				Re = 102	2778.05					
				S/D =	= 1.8					
No.	Tempe- ratur (ºC)	Average RPM	Average Rad/s	Spring average (gram)	Masa Jenis (kg/m)	jari-jari turbin (m)	Luas (m)	TSR	Ср	Cm
1	28.2	6.380603	0.667836	0	1.1772	0.0095	0.0857	1.23	0.00	0.00
2	28.2	13.16294	1.377721	100	1.1772	0.0095	0.0857	1.18	0.04	0.03
3	28.2	20.01282	2.094675	200	1.1772	0.0095	0.0857	1.15	0.08	0.07
4	28.2	26.7461	2.799425	325	1.1772	0.0095	0.0857	1.10	0.12	0.11
5	28.2	30.20873	3.161847	400	1.1772	0.0095	0.0857	1.05	0.14	0.13
6	28.2	33.7919	3.536886	475	1.1772	0.0095	0.0857	1.00	0.15	0.15
7	28.2	37.76077	3.952294	530	1.1772	0.0095	0.0857	0.95	0.16	0.17
8	28.2	44.0999	4.61579	588	1.1772	0.0095	0.0857	0.89	0.17	0.18
9	28.2	50.71232	5.30789	645	1.1772	0.0095	0.0857	0.84	0.17	0.20
10	28.2	55.59406	5.818845	705	1.1772	0.0095	0.0857	0.80	0.17	0.22
11	28.2	60.88307	6.372428	755	1.1772	0.0095	0.0857	0.76	0.17	0.23
12	28.2	67.4131	7.055905	807	1.1772	0.0095	0.0857	0.72	0.17	0.24
13	28.2	70.94059	7.425115	850	1.1772	0.0095	0.0857	0.69	0.17	0.25
14	28.2	77.38096	8.099208	900	1.1772	0.0095	0.0857	0.64	0.17	0.26
15	28.2	80.36905	8.411961	945	1.1772	0.0095	0.0857	0.61	0.17	0.27
16	28.2	82.87876	8.674643	1000	1.1772	0.0095	0.0857	0.55	0.16	0.29
17	28.2	85.97903	8.999138	1060	1.1772	0.0095	0.0857	0.49	0.15	0.30
18	28.2	91.3391	9.560159	1125	1.1772	0.0095	0.0857	0.43	0.14	0.32
19	28.2	95.49083	9.994707	1200	1.1772	0.0095	0.0857	0.34	0.12	0.35
20	28.2	99.9631	10.4628	1235	1.1772	0.0095	0.0857	0.28	0.10	0.35
21	28.2	104.8378	10.97303	1275	1.1772	0.0095	0.0857	0.25	0.09	0.36
22	28.2	109.1004	11.41918	1350	1.1772	0.0095	0.0857	0.20	0.07	0.38
23	28.2	113.1043	11.83825	1375	1.1772	0.0095	0.0857	0.16	0.06	0.38
24	28.2	117.6165	12.31053	1400	1.1772	0.0095	0.0857	0.11	0.04	0.38
25	28.2	121.041	12.66896	1200	1.1772	0.0095	0.0857	0.00	0.00	0.29

Lamp	oiran									
Tabel	E-2									
Tanpa	a penghalar	ıg bilangan	Reynolds 1)						
				7110.69						
				1.8						
				Spring	Masa	iari-iari				
No	Tempe-	Average	Average	average	lenis	turbin	Luas	TSR	Cn	Cm
1,0.	ratur (°C)	RPM	Rad/s	(gram)	(kg/m)	(m)	(m)	1511	Ср	0
					(0, /	. ,				
1	28.2	554.563	58.0442	0	1.1772	0.0095	0.086	1.18	0.00	0.00
2	28.2	547.438	57.2985	100	1.1772	0.0095	0.086	1.17	0.02	0.02
3	28.2	535.688	56.0686	250	1.1772	0.0095	0.086	1.14	0.06	0.05
4	28.2	522.688	54.708	350	1.1772	0.0095	0.086	1.12	0.09	0.08
5	28.2	516.375	54.0473	400	1.1772	0.0095	0.086	1.10	0.09	0.08
6	28.2	495.625	51.8754	490	1.1772	0.0095	0.086	1.06	0.11	0.10
7	28.2	478.813	50.1157	570	1.1772	0.0095	0.086	1.02	0.12	0.12
8	28.2	469.625	49.1541	655	1.1772	0.0095	0.086	1.00	0.13	0.13
9	28.2	454.688	47.5906	740	1.1772	0.0095	0.086	0.97	0.13	0.14
10	28.2	441.75	46.2365	820	1.1772	0.0095	0.086	0.94	0.14	0.15
11	28.2	433.625	45.3861	900	1.1772	0.0095	0.086	0.93	0.15	0.16
12	28.2	423.438	44.3198	980	1.1772	0.0095	0.086	0.90	0.15	0.17
13	28.2	417.688	43.718	1050	1.1772	0.0095	0.086	0.89	0.16	0.18
14	28.2	404.375	42.3246	1160	1.1772	0.0095	0.086	0.86	0.16	0.19
15	28.2	391.438	40.9705	1260	1.1772	0.0095	0.086	0.84	0.17	0.20
16	28.2	385	40.2967	1346	1.1772	0.0095	0.086	0.82	0.17	0.21
17	28.2	373.813	39.1257	1420	1.1772	0.0095	0.086	0.80	0.17	0.22
18	28.2	361.688	37.8566	1490	1.1772	0.0095	0.0857	0.77	0.17	0.22
19	28.2	350.813	36.7184	1550	1.1772	0.0095	0.0857	0.75	0.17	0.23
20	28.2	339.75	35.5605	1700	1.1772	0.0095	0.086	0.73	0.17	0.24
21	28.2	330.688	34.612	1815	1.1772	0.0095	0.086	0.71	0.17	0.24
22	28.2	314.545	32.9224	1948	1.1772	0.0095	0.086	0.67	0.17	0.25
23	28.2	302.938	31.7075	2072	1.1772	0.0095	0.086	0.65	0.17	0.26
24	28.2	292.25	30.5888	2185	1.1772	0.0095	0.086	0.62	0.16	0.26
25	28.2	280.167	29.3241	2310	1.1772	0.0095	0.086	0.60	0.16	0.27
26	28.2	258.222	27.0273	2460	1.1772	0.0095	0.086	0.55	0.15	0.28
27	28.2	242	25.32933	2600	1.1772	0.0095	0.086	0.52	0.15	0.29
28	28.2	221.3333	23.16622	2750	1.1772	0.0095	0.086	0.47	0.14	0.30
29	28.2	199.375	20.86792	2900	1.1772	0.0095	0.086	0.43	0.13	0.32
30	28.2	175.5	18.369	3050	1.1772	0.0095	0.086	0.37	0.12	0.33
31	28.2	150	15.7	3225	1.1772	0.0095	0.086	0.32	0.11	0.35
32	28.2	110	11.51333	3300	1.1772	0.0095	0.086	0.24	0.09	0.40
33	28.2	95	9.943333	3450	1.1772	0.0095	0.086	0.20	0.08	0.41
34	28.2	86	9.001333	3600	1.1772	0.0095	0.086	0.18	0.08	0.42
35	28.2	0	0	3300	1.1772	0.0095	0.086	0.00	0.00	0.29

Lam	oiran									
Tabe	1E-3									
Tanp	a penghalai	ng bilangan	Revnolds 1	27110.69)					
	- F - 8	00								
				Re = 163	427.101					
S/D = 1.8										
No.	Tempe- ratur (°C)	Average RPM	Average Rad/s	Spring average (gram)	Masa Jenis (kg/m)	jari-jari turbin (m)	Luas (m)	TSR	Ср	Cm
1	28.2	612.8	64.1397	0	1.1772	0.0095	0.086	1.02	0.00	0.00
2	28.2	578.2	60.5183	470	1.1772	0.0095	0.086	0.96	0.05	0.05
3	28.2	539.667	56.4851	580	1.1772	0.0095	0.086	0.90	0.06	0.06
4	28.2	507.6	53.1288	810	1.1772	0.0095	0.086	0.84	0.07	0.09
5	28.2	479.867	50.226	1110	1.1772	0.0095	0.086	0.80	0.08	0.10
6	28.2	450.133	47.114	1440	1.1772	0.0095	0.086	0.75	0.09	0.12
7	28.2	411.733	43.0948	1890	1.1772	0.0095	0.086	0.68	0.10	0.15
8	28.2	398.933	41.755	2250	1.1772	0.0095	0.086	0.66	0.10	0.16
9	28.2	393	41.134	2325	1.1772	0.0095	0.086	0.65	0.10	0.16
10	28.2	349.333	36.5636	2765	1.1772	0.0095	0.086	0.58	0.11	0.19
11	28.2	325	34.0167	2965	1.1772	0.0095	0.086	0.54	0.11	0.21
12	28.2	303.867	31.8047	3130	1.1772	0.0095	0.086	0.50	0.11	0.22
13	28.2	252.133	26.39	3440	1.1772	0.0095	0.086	0.42	0.10	0.23
14	28.2	208.733	21.8474	3640	1.1772	0.0095	0.086	0.35	0.09	0.25
15	28.2	174.333	18.2469	3750	1.1772	0.0095	0.086	0.29	0.07	0.25
16	28.2	134.133	14.0393	3880	1.1772	0.0095	0.086	0.22	0.06	0.26
17	28.2	112.867	11.8134	4000	1.1772	0.0095	0.086	0.19	0.05	0.26
18	28.2	91.0667	9.53164	4200	1.1772	0.0095	0.0857	0.15	0.04	0.28
19	28.2	57.7333	6.04276	4300	1.1772	0.0095	0.0857	0.10	0.03	0.28
20	28.2	0	0	3880	1.1772	0.0095	0.086	0.00	0.00	0.19

Lampi	iran									
Tabel	F-1									
Tanpa	penghalan	g bilangan I	Revnolds 1	02778.05						
		0								
				Re = 102	778.05					
				S/D =	2.0					
				Curring	N 4					
N.	Tempe-	Average	Average	Spring	Iviasa	jari-jari	Luas	TCD	C 12	C
NO.	ratur (°C)	RPM	Rad/s	average	Jenis	turbin	(m)	ISK	Ср	Cm
				(gram)	(Kg/m)	(11)				
1	28.2	441.25	46.18417	0	1.1772	0.0095	0.0857	1.20	0.00	0.00
2	28.2	427.75	44.77117	100	1.1772	0.0095	0.0857	1.16	0.04	0.03
3	28.2	398.375	41.69658	250	1.1772	0.0095	0.0857	1.08	0.10	0.09
4	28.2	383.375	40.12658	350	1.1772	0.0095	0.0857	1.04	0.13	0.12
5	28.2	377.375	39.49858	400	1.1772	0.0095	0.0857	1.03	0.14	0.14
6	28.2	366.5	38.36033	450	1.1772	0.0095	0.0857	1.00	0.15	0.15
7	28.2	348.25	36.45017	500	1.1772	0.0095	0.0857	0.95	0.15	0.16
8	28.2	335.6875	35.13529	540	1.1772	0.0095	0.0857	0.91	0.16	0.17
9	28.2	325.4375	34.06246	600	1.1772	0.0095	0.0857	0.89	0.16	0.18
10	28.2	312	32.656	700	1.1772	0.0095	0.0857	0.83	0.16	0.20
11	28.2	300.125	31.41308	760	1.1772	0.0095	0.0857	0.80	0.17	0.21
12	28.2	287.25	30.0655	825	1.1772	0.0095	0.0857	0.77	0.17	0.22
13	28.2	281.0625	29.41788	860	1.1772	0.0095	0.0857	0.75	0.17	0.22
14	28.2	277.125	29.00575	890	1.1772	0.0095	0.0857	0.74	0.17	0.23
15	28.2	260.3125	27.24604	960	1.1772	0.0095	0.0857	0.70	0.17	0.24
16	28.2	245.3125	25.67604	1030	1.1772	0.0095	0.0857	0.66	0.16	0.25
17	28.2	231.25	24.20417	1095	1.1772	0.0095	0.0857	0.62	0.16	0.26
18	28.2	216.375	22.64725	1170	1.1772	0.0095	0.0857	0.58	0.16	0.28
19	28.2	200.4375	20.97913	1240	1.1772	0.0095	0.0857	0.54	0.15	0.29
20	28.2	191.8125	20.07638	1300	1.1772	0.0095	0.0857	0.51	0.15	0.30
21	28.2	180.875	18.93158	1360	1.1772	0.0095	0.0857	0.48	0.15	0.30
22	28.2	174.25	18.23817	1420	1.1772	0.0095	0.0857	0.47	0.14	0.30
23	28.2	149.5625	15.65421	1520	1.1772	0.0095	0.0857	0.40	0.13	0.32
24	28.2	114.0625	11.93854	1600	1.1772	0.0095	0.0857	0.30	0.10	0.33
25	28.2	93.1875	9.753625	1680	1.1772	0.0095	0.0857	0.25	0.09	0.35
26	28.2	87.5625	9.164875	1750	1.1772	0.0095	0.0857	0.23	0.08	0.35
27	28.2	80.9375	8.471458	1810	1.1772	0.0095	0.0857	0.216	0.078	0.36
28	28.2	70	7.326667	1900	1.1772	0.0095	0.0857	0.187	0.07	0.37
29	28.2	60	6.28	1950	1.1772	0.0095	0.0857	0.16	0.06	0.37
30	28.2	50	5.233333	2050	1.1772	0.0095	0.0857	0.134	0.053	0.4
31	28.2	40	4.186667	2100	1.1772	0.0095	0.0857	0.107	0.042	0.4
32	28.2	0	0	1950	1.1772	0.0095	0.0857	0	0	0.29

Lampi	iran									
Tabel	F-2									
Tanpa	penghalan	g bilangan I	Reynolds 1	27110.69						
				Re = 127	110.69					
				S/D =	2.0					
No.	Tempe- ratur (ºC)	Average RPM	Average Rad/s	Spring average (gram)	Masa Jenis (kg/m)	jari-jari turbin (m)	Luas (m)	TSR	Ср	Cm
1	28.2	441.25	46.1842	0	1.1772	0.0095	0.086	1.20	0.00	0.00
2	28.2	427.75	44.7712	100	1.1772	0.0095	0.086	1.16	0.04	0.03
3	28.2	398.375	41.6966	250	1.1772	0.0095	0.086	1.08	0.10	0.09
4	28.2	383.375	40.1266	350	1.1772	0.0095	0.086	1.04	0.13	0.12
5	28.2	377.375	39.4986	400	1.1772	0.0095	0.086	1.03	0.14	0.14
6	28.2	366.5	38.3603	450	1.1772	0.0095	0.086	1.00	0.15	0.15
7	28.2	348.25	36.4502	500	1.1772	0.0095	0.086	0.95	0.15	0.16
8	28.2	335.688	35.1353	540	1.1772	0.0095	0.086	0.91	0.16	0.17
9	28.2	325.438	34.0625	600	1.1772	0.0095	0.086	0.89	0.16	0.18
10	28.2	312	32.656	700	1.1772	0.0095	0.086	0.83	0.16	0.20
11	28.2	300.125	31.4131	760	1.1772	0.0095	0.086	0.80	0.17	0.21
12	28.2	287.25	30.0655	825	1.1772	0.0095	0.086	0.77	0.17	0.22
13	28.2	281.063	29.4179	860	1.1772	0.0095	0.086	0.75	0.17	0.22
14	28.2	277.125	29.0058	890	1.1772	0.0095	0.086	0.74	0.17	0.23
15	28.2	260.313	27.246	960	1.1772	0.0095	0.086	0.70	0.17	0.24
16	28.2	245.313	25.676	1030	1.1772	0.0095	0.086	0.66	0.16	0.25
17	28.2	231.25	24.2042	1095	1.1772	0.0095	0.086	0.62	0.16	0.26
18	28.2	216.375	22.6473	1170	1.1772	0.0095	0.0857	0.58	0.16	0.28
19	28.2	200.438	20.9791	1240	1.1772	0.0095	0.0857	0.54	0.15	0.29
20	28.2	191.813	20.0764	1300	1.1772	0.0095	0.086	0.51	0.15	0.30
21	28.2	180.875	18.9316	1360	1.1772	0.0095	0.086	0.48	0.15	0.30
22	28.2	174.25	18.2382	1420	1.1772	0.0095	0.086	0.47	0.14	0.30
23	28.2	149.563	15.6542	1520	1.1772	0.0095	0.086	0.40	0.13	0.32
24	28.2	114.063	11.9385	1600	1.1772	0.0095	0.086	0.30	0.10	0.33
25	28.2	93.1875	9.75363	1680	1.1772	0.0095	0.086	0.25	0.09	0.35
26	28.2	87.5625	9.16488	1750	1.1772	0.0095	0.086	0.23	0.08	0.35
27	28.2	80.9375	8.471458	1810	1.1772	0.0095	0.086	0.216	0.078	0.36
28	28.2	70	7.326667	1900	1.1772	0.0095	0.086	0.187	0.07	0.37
29	28.2	60	6.28	1950	1.1772	0.0095	0.086	0.16	0.06	0.37
30	28.2	50	5.233333	2050	1.1772	0.0095	0.086	0.134	0.053	0.4
31	28.2	40	4.186667	2100	1.1772	0.0095	0.086	0.107	0.042	0.4
32	28.2	0	0	1950	1.1772	0.0095	0.086	0	0	0.29

Lampi	iran									
Tabel	F-3									
Tanpa	penghalan	g bilangan I	Reynolds 1	63427.10	1					
				Re = 1634	27.101					
S/D = 2.0										
No.	Tempe- ratur (ºC)	Average RPM	Average Rad/s	Spring average (gram)	Masa Jenis (kg/m)	jari-jari turbin (m)	Luas (m)	TSR	Ср	Cm
1	28.2	606.667	63.4978	0	1.1772	0.0095	0.086	1.01	0.00	0.00
2	28.2	571.533	59.8205	470	1.1772	0.0095	0.086	0.95	0.04	0.04
3	28.2	533	55.7873	580	1.1772	0.0095	0.086	0.89	0.06	0.06
4	28.2	502.267	52.5706	810	1.1772	0.0095	0.086	0.83	0.07	0.09
5	28.2	479.867	50.226	1110	1.1772	0.0095	0.086	0.80	0.08	0.10
6	28.2	447.4	46.8279	1440	1.1772	0.0095	0.086	0.74	0.09	0.12
7	28.2	411.067	43.025	1890	1.1772	0.0095	0.086	0.68	0.10	0.15
8	28.2	395.867	41.434	2260	1.1772	0.0095	0.086	0.66	0.10	0.16
9	28.2	346	36.2147	2788	1.1772	0.0095	0.086	0.58	0.11	0.19
10	28.2	296.733	31.0581	3130	1.1772	0.0095	0.086	0.49	0.11	0.22
11	28.2	248.8	26.0411	3440	1.1772	0.0095	0.086	0.41	0.10	0.23
12	28.2	207	21.666	3640	1.1772	0.0095	0.086	0.34	0.09	0.25
13	28.2	172	18.0027	3750	1.1772	0.0095	0.086	0.29	0.07	0.25
14	28.2	132.4	13.8579	3880	1.1772	0.0095	0.086	0.22	0.06	0.26
15	28.2	112.2	11.7436	4000	1.1772	0.0095	0.086	0.19	0.05	0.26
16	28.2	89.8	9.39907	4200	1.1772	0.0095	0.086	0.15	0.04	0.28
17	28.2	57.3333	6.00089	4300	1.1772	0.0095	0.086	0.10	0.03	0.28
18	28.2	0	0	3880	1.1772	0.0095	0.0857	0.00	0.00	0.19

Lamp	oiran												
Tabe	IG-1												
Tanp	a penghala	ang bilanga	n Revnolds	127110.0	59								
	- p = 1.8.1.1.1												
	Re = 102778.05												
S/D = 2.2													
	Tempe-	Average	Average	Spring	Masa	jari-jari							
No.	ratur	RPM	Rad/s	average	Jenis	turbin	Luas (m)	TSR	Ср	Cm			
	(°C)		,	(gram)	(kg/m)	(m)							
1	28.2	441.25	46.18417	0	1.1772	0.0095	0.08574	1.20	0.00	0.00			
2	28.2	435.0625	45.53654	100	1.1772	0.0095	0.08574	1.18	0.04	0.03			
3	28.2	410	42.91333	250	1.1772	0.0095	0.08574	1.11	0.10	0.09			
4	28.2	388.5	40.663	340	1.1772	0.0095	0.08574	1.06	0.13	0.12			
5	28.2	371.9375	38.92946	400	1.1772	0.0095	0.08574	1.01	0.14	0.14			
6	28.2	359.3125	37.60804	450	1.1772	0.0095	0.08574	0.98	0.15	0.15			
7	28.2	345	36.11	500	1.1772	0.0095	0.08574	0.94	0.15	0.16			
8	28.2	336	35.168	540	1.1772	0.0095	0.08574	0.91	0.16	0.17			
9	28.2	325.6875	34.08863	600	1.1772	0.0095	0.08574	0.89	0.16	0.18			
10	28.2	309.0909	32.35152	700	1.1772	0.0095	0.08574	0.83	0.16	0.20			
11	28.2	299	31.29533	760	1.1772	0.0095	0.08574	0.80	0.16	0.21			
12	28.2	286.1875	29.95429	825	1.1772	0.0095	0.08574	0.76	0.17	0.22			
13	28.2	278.8125	29.18238	860	1.1772	0.0095	0.08574	0.74	0.17	0.22			
14	28.2	274.0625	28.68521	890	1.1772	0.0095	0.08574	0.73	0.17	0.23			
15	28.2	257.1875	26.91896	960	1.1772	0.0095	0.08574	0.69	0.16	0.24			
16	28.2	243.625	25.49942	1030	1.1772	0.0095	0.08574	0.65	0.16	0.25			
17	28.2	229.5	24.021	1095	1.1772	0.0095	0.08574	0.61	0.16	0.26			
18	28.2	213.875	22.38558	1160	1.1772	0.0095	0.08574	0.57	0.16	0.27			
19	28.2	201.5625	21.09688	1223	1.1772	0.0095	0.08574	0.54	0.15	0.28			
20	28.2	191.8125	20.07638	1280	1.1772	0.0095	0.08574	0.51	0.15	0.29			
21	28.2	180.875	18.93158	1340	1.1772	0.0095	0.08574	0.48	0.14	0.30			
22	28.2	174.25	18.23817	1410	1.1772	0.0095	0.08574	0.47	0.14	0.30			
23	28.2	149.5625	15.65421	1510	1.1772	0.0095	0.08574	0.40	0.13	0.32			
24	28.2	114.0625	11.93854	1610	1.1772	0.0095	0.08574	0.30	0.10	0.33			
25	28.2	93.1875	9.753625	1680	1.1772	0.0095	0.08574	0.25	0.09	0.35			
26	28.2	87.5625	9.164875	1740	1.1772	0.0095	0.08574	0.23	0.08	0.35			
27	28.2	80.9375	8.471458	1800	1.1772	0.0095	0.08574	0.2162	0.077	0.354			
28	28.2	70	7.326667	1890	1.1772	0.0095	0.08574	0.187	0.069	0.371			
29	28.2	60	6.28	1950	1.1772	0.0095	0.08574	0.1603	0.06	0.375			
30	28.2	50	5.233333	2000	1.1772	0.0095	0.08574	0.1335	0.05	0.375			
31	28.2	40	4.186667	2100	1.1772	0.0095	0.08574	0.1068	0.042	0.396			
32	28.2	0	0	1950	1.1772	0.0095	0.08574	0	0	0.293			

Lam	oiran											
Tabe	1G-2											
Tanp	a penghala	ang bilangai	n Reynolds	59								
-	1 0	0 0										
				Re = 1	27110.6	9			`			
S/D = 2.2												
	Tampa			Coring	Masa							
No	rotur	Average	Average	Spring	lonic	Jan-Jan turbin	Lunc (m)	тер	Cn	Cm		
NO.		RPM	Rad/s	(gram)	(kg/m)	(m)	Luas (III)	ISK	Ср	CIII		
	()			(grain)	(Kg/11)	(111)						
1	28.2	539.417	56.4589	0	1.177	0.0095	0.0857	1.15	0.00	0.00		
2	28.2	531.625	55.6434	150	1.177	0.0095	0.0857	1.14	0.04	0.03		
3	28.2	510.938	53.4781	300	1.177	0.0095	0.0857	1.09	0.07	0.07		
4	28.2	497.563	52.0782	400	1.177	0.0095	0.0857	1.06	0.10	0.09		
5	28.2	492.563	51.5549	450	1.177	0.0095	0.0857	1.05	0.10	0.10		
6	28.2	486	50.868	500	1.177	0.0095	0.0857	1.04	0.11	0.11		
7	28.2	478.188	50.0503	550	1.177	0.0095	0.0857	1.02	0.12	0.11		
8	28.2	469.375	49.1279	600	1.177	0.0095	0.0857	1.00	0.12	0.12		
9	28.2	461.875	48.3429	650	1.177	0.0095	0.0857	0.99	0.13	0.13		
10	28.2	443.438	46.4131	755	1.177	0.0095	0.0857	0.95	0.14	0.15		
11	28.2	427.688	44.7646	850	1.177	0.0095	0.0857	0.91	0.15	0.16		
12	28.2	422.5	44.2217	910	1.177	0.0095	0.0857	0.90	0.15	0.17		
13	28.2	414.125	43.3451	1000	1.177	0.0095	0.0857	0.88	0.15	0.17		
14	28.2	403.313	42.2134	1090	1.177	0.0095	0.0857	0.86	0.16	0.18		
15	28.2	394.688	41.3106	1200	1.177	0.0095	0.0857	0.84	0.16	0.19		
16	28.2	387.938	40.6041	1300	1.177	0.0095	0.0857	0.83	0.16	0.20		
17	28.2	367.813	38.4977	1410	1.177	0.0095	0.0857	0.79	0.16	0.21		
18	28.2	360.125	37.6931	1530	1.1772	0.0095	0.08574	0.77	0.16	0.21		
19	28.2	354.563	37.1109	1645	1.1772	0.0095	0.08574	0.76	0.16	0.22		
20	28.2	338.813	35.4624	1780	1.177	0.0095	0.0857	0.72	0.16	0.23		
21	28.2	330	34.54	1899	1.177	0.0095	0.0857	0.71	0.16	0.23		
22	28.2	307.714	32.2074	2035	1.177	0.0095	0.0857	0.66	0.16	0.24		
23	28.2	284.188	29.745	2170	1.177	0.0095	0.0857	0.61	0.15	0.25		
24	28.2	275.846	28.8719	2285	1.177	0.0095	0.0857	0.59	0.15	0.25		
25	28.2	266.813	27.9264	2400	1.177	0.0095	0.0857	0.57	0.15	0.26		
26	28.2	247.667	25.9224	2630	1.177	0.0095	0.0857	0.53	0.14	0.27		
27	28.2	195.8571	20.49971	2840	1.177	0.0095	0.0857	0.4185	0.124	0.295		
28	28.2	180.25	18.86617	2970	1.177	0.0095	0.0857	0.3851	0.117	0.303		
29	28.2	139.4	14.59053	3180	1.177	0.0095	0.0857	0.2979	0.099	0.332		
30	28.2	120	12.56	3320	1.177	0.0095	0.0857	0.2564	0.088	0.343		
31	28.2	105.7	11.06327	3460	1.177	0.0095	0.0857	0.2258	0.08	0.353		
32	28.2	90	9.42	3590	1.177	0.0095	0.0857	0.1923	0.069	0.361		
33	28.2	60	6.28	3800	1.177	0.0095	0.0857	0.1282	0.05	0.39		
34	28.2	30	3.14	4000	1.177	0.0095	0.0857	0.0641	0.027	0.422		
35	28.2	0	0	3590	1.177	0.0095	0.0857	0	0	0.287		
Lampiran												
-----------------	-------------------------	----------------	------------------	-----------------------------	-------------------------	----------------------------	----------	------	------	------		
Tabel G-3												
Tanp	a penghala	ang bilangai	n Reynolds	163427.	101							
Re = 163427.101												
S/D = 2.2												
No.	Tempe- ratur (ºC)	Average RPM	Average Rad/s	Spring average (gram)	Masa Jenis (kg/m)	jari-jari turbin (m)	Luas (m)	TSR	Ср	Cm		
1	28.2	441.25	46.1842	0	1.177	0.0095	0.0857	1.20	0.07	0.09		
2	28.2	427.75	44.7712	100	1.177	0.0095	0.0857	1.16	0.08	0.10		
3	28.2	398.375	41.6966	250	1.177	0.0095	0.0857	1.08	0.09	0.12		
4	28.2	383.375	40.1266	350	1.177	0.0095	0.0857	1.04	0.10	0.14		
5	28.2	377.375	39.4986	400	1.177	0.0095	0.0857	1.03	0.10	0.15		
6	28.2	366.5	38.3603	450	1.177	0.0095	0.0857	1.00	0.11	0.19		
7	28.2	348.25	36.4502	500	1.177	0.0095	0.0857	0.95	0.11	0.21		
8	28.2	335.688	35.1353	540	1.177	0.0095	0.0857	0.91	0.10	0.24		
9	28.2	325.438	34.0625	600	1.177	0.0095	0.0857	0.89	0.09	0.25		
10	28.2	312	32.656	700	1.177	0.0095	0.0857	0.83	0.07	0.26		
11	28.2	300.125	31.4131	760	1.177	0.0095	0.0857	0.80	0.06	0.28		
12	28.2	287.25	30.0655	825	1.177	0.0095	0.0857	0.77	0.05	0.29		
13	28.2	281.063	29.4179	860	1.177	0.0095	0.0857	0.75	0.04	0.29		
14	28.2	277.125	29.0058	890	1.177	0.0095	0.0857	0.74	0.03	0.29		
15	28.2	260.313	27.246	960	1.177	0.0095	0.0857	0.70	0.00	0.20		

DAFTAR RIWAYAT HIDUP

Nama Gunawan Sakti, lahir di Magetan Jawa Timur, 01 Oktober 1988, saat ini bekerja sebagai Aparatur Sipil Negara di Politeknik Penerbangan Surabaya. Status berkeluarga dengan 3 orang anak.

Riwayat pendidikan, lulus SD Negeri Tamanan I pada tahun 2000, SMP Negeri I Magetan



lulus pada tahun 2003, dan SMA Negeri I Magetan lulus tahun 2006. Menempuh pendidikan vokasi D.II Teknik Pesawat Udara di STPI lulus pada tahun 2009, kemudian melanjutkan pendidikan S1 di UNSURI Surabaya Jurusan Teknik Mesin, lulus pada tahun 2012.

Pada tahun 2009 diangkat sebagai calon Pegawai Negeri di Akademi Teknik dan Keselamatan Penerbangan Surabaya. Kemudian pada tahun 2010 diangkat sebagai PNS dibawah Badan Pengembangan SDM Perhubungan, Kementerian Perhubungan. Pada tahun 2016-2018 menempuh pendidikan S2 di pascasarjana ITS dengan mengambil bidang keahlian Rekayasa Konversi Energi. Tesis yang disusun sebagai syarat menempuh program S2 adalah '*Investigasi Kinerja Turbin Angin Savonius Dengan Metode Pengganggu Tipe I-65^o Sebagai Kontrol Pasif Aliran Pada Sudu Returning Blade*'.

Pengalaman pendidikan non formal baik dalam dan luar negeri diantaranya Boeing Instructor Course di ATKP Surabaya tahun 2011, diklat Training of Trainer (TOT) di STPI Curug Tangerang tahun 2013, Management of Aircraft (Wide-Body) Maintenance di GCAS, Abu Dhabi, UEA tahun 2013, Tipe Rating Allison 250 series Turboshaft Engine Course di Winiepeg, Canada tahun 2015 dan Factory Training Allison M250 Turboshaft Engine Trainer di Aerotrain, Tolledo OH, USA pada tahun 2015.