



TUGAS AKHIR - TM141585

**STUDI EKSPERIMEN PENGARUH JARAK ANTARA
SILINDER PENGGANGGU SIRKULAR DENGAN
RETURNING BLADE TURBIN ANGIN TIPE SAVONIUS
TERHADAP PERFORMA TURBIN**

“Studi kasus untuk perbandingan diameter silinder
pengganggu terhadap diameter sudu turbin (d/D) =
0,5”

RIZKI MAGHFIRA
NRP. 2112100031

Dosen Pembimbing
Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2016



FINAL PROJECT - TM141585

**EXPERIMENTAL STUDY ON THE EFFECT OF
DISTURBANCE CYLINDER POSITION IN FRONT OF
RETURNING BLADE OF SAVONIUS WIND TURBINE TO
THE TURBINE PERFORMANCE**

“Case study for ratio of the disturbance cylinder
diameter relative to the diameter of turbine (d/D) =
0.5”

RIZKI MAGHFIRA
NRP. 2112100031

Advisory Lecturer
Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA

DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2016

**STUDI EKSPERIMEN PENGARUH JARAK ANTARA
SILINDER PENGGANGGU SIRKULAR DENGAN
RETURNING BLADE TURBIN ANGIN TIPE
SAVONIUS TERHADAP PERFORMA TURBIN**
“Studi kasus untuk perbandingan diameter silinder
pengganggu terhadap diameter sudu turbin (d/D) = 0,5”

TUGAS AKHIR

Diajukan untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik pada
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

RIZKI MAGHFIRA

NRP. 2112 100 031

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA..... (Pembimbing)
(NIP.196001291967011001)
2. Prof. Ir. Sutardi, M.Eng, Ph.D..... (Penguji I)
(NIP.196412281990031002)
3. Dr. Wawan Aries Widodo, ST, MT..... (Penguji II)
(NIP.197104051997021001)
4. Dedy Zulhidayat Noor, ST, MT, Ph.D..... (Penguji III)
(NIP.197512062005011000)

SURABAYA

Juli, 2016

**STUDI EKSPERIMEN PENGARUH JARAK ANTARA
SILINDER PENGGANGGU SIRKULAR DENGAN
RETURNING BLADE TURBIN ANGIN TIPE
SAVONIUS TERHADAP PERFORMA TURBIN**
“Studi kasus untuk perbandingan diameter silinder
pengganggu terhadap diameter sudu turbin (d/D) = 0,5”

Nama Mahasiswa : Rizki Maghfira
NRP : 2112100031
Jurusan : Teknik Mesin FTI ITS
Dosen Pembimbing : Prof. Dr.Ir. Triyogi Yuwono, DEA

Abstrak

Turbin angin sumbu vertikal Savonius merupakan turbin yang memiliki performance paling rendah dibandingkan dengan turbin angin lainnya. Akan tetapi, turbin Savonius dikenal sebagai turbin angin yang dapat bekerja pada kecepatan angin yang rendah karena turbin ini bekerja pada *tip speed ratio* yang rendah (Sheldahl et al, 1978). Pada dasarnya, turbin angin Savonius bekerja karena adanya gaya drag yang bekerja pada sudu-sudu turbin. Oleh karena itu, dilakukan penelitian untuk meningkatkan performansi Turbin Savonius dengan menambahkan silinder pengganggu di depan *returning blade*.

Untuk meningkatkan *performance* dari turbin angin Savonius yang memiliki diameter sudu (D) 60 mm dan tinggi (H) 80 mm, maka ditambahkan sebuah *body* pengganggu di depan *returning blade* berupa silinder dengan diameter (d) 30 mm. *Body* pengganggu ini diletakkan dengan variasi jarak S/D 1,35; 1,4; 1,5; 1,6; 1,7; 1,8; 1,9; 2,0; 2,1 dan 2,2. Penelitian ini dilakukan secara eksperimen pada sebuah *wind tunnel* jenis *subsonic*. *Wind tunnel* ini memiliki panjang 457 mm, dengan *test section* sebesar 304 mm X 304 mm. Kecepatan *free stream* dari *wind tunnel* ini diatur sebesar 8,84 m/s, 11,05 m/s, dan 13,26 m/s, sesuai dengan

bilangan Reynolds yang diinginkan yaitu 6×10^4 , $7,5 \times 10^4$ dan 9×10^4 (berdasarkan panjang karakteristik $L = 2D - b$, dimana b merupakan lebar overlap dari kedua sudu turbin, dan kecepatan *free stream*). Pengambilan data berupa putaran diukur dengan menggunakan *tachometer*, torsi dengan menggunakan torque meter, serta daya yang dihasilkan oleh turbin dengan menggunakan generator listrik yang dihubungkan pada poros turbin angin Savonius.

Penempatan silinder pengganggu di depan *returning blade* turbin Savonius terbukti telah mampu meningkatkan performa turbin. Hal ini dapat dilihat dari kenaikan putaran turbin, torsi statis yang dihasilkan oleh turbin serta *Coefficient of Power* dari turbin angin Savonius jika dibandingkan dengan turbin tanpa pengganggu. Dari penelitian ini, diketahui bahwa pada bilangan Reynolds 6×10^4 , dengan jarak S/D 1,5 merupakan jarak optimal untuk meningkatkan performa dari turbin angin Savonius. Hal ini ditandai dengan meningkatnya putaran hingga 1,86 kali pada Reynolds 6×10^4 dan meningkatnya *CoP* hingga 6 kali lebih tinggi jika dibandingkan dengan turbin tanpa pengganggu.

Kata kunci: Turbin Savonius, silinder pengganggu, coefficient of performance, perbandingan jarak silinder pengganggu terhadap turbin S/D

**EXPERIMENTAL STUDY ON THE EFFECT OF
DISTURBANCE CYLINDER POSITION IN FRONT
OF RETURNING BLADE OF SAVONIUS WIND
TURBINE TO THE TURBINE PERFORMANCE**

“Case study for ratio of the disturbance cylinder diameter
relative to the diameter of turbine ($d/D = 0.5$)”

Name : Rizki Maghfira
NRP : 2112100031
Major : Mechanical Engineering
Advisor : Prof. Dr.Ir. Triyogi Yuwono, DEA

Abstract

The vertical axis Savonius Wind Turbine is the lowest performance among a number of wind turbines. However, the Savonius turbine is known as the most quite wind power sources because it works at lowest tip-speed ratio (Sheldahl et al, 1978). In principle, Savonius wind turbine works caused by the difference of the drag force generated by its blades, advancing and returning blade. The purpose of this study is to improve the performance of Savonius wind turbine by placing a disturbance plate in front of returning blade of the turbine.

In order to increasing the performance of Savonius wind turbine having a diameter D of 60 mm and height (H) of 80 mm, a cylinder having a diameter d of 30 mm is used as a disturbance located in front of returbing blade of turbine. This disturbance is located in various spacing position of S/D 1.35, 1.4, 1.5, 1.6, 1.7, 1.8, 1.9, 2.0, 2.1, and 2.2. The experiments are carried out in a subsonic open circuit wind tunnel. This facility has a 457 mm long, with test section 304 mm X 304 mm. The free stream velocity of wind tunnel could be adjusted to 8.84 m/s, 11.05 m/s, 13.26 m/s, corresponding respectively to Reynolds number $Re = 6.0 \times 10^4$, 7.5×10^4 and 9.0×10^4 (based on equivalent length of $L = 2D - b$, where b is the width of overlap of the two turbine

blades, and the free stream velocity). The velocity of wind is measured using pitot-static tube connected to the inclined manometer. The rotation of the turbine is measured by digital tachometer. The static torque is measured by torque meter, and finally the power output of turbine is determined by measuring of voltage and electric current resulted by generator connecting to the shaft of Savonius turbine.

The experimental result shows that by placing a disturbance plate in front of returning blade, can escalate the performance of the Savonius wind turbine. It is showed by the increasing of the rotation, the static torque, and the coefficient of power, compared with the Savonius wind turbine without any disturbance. For $Re = 6 \times 10^4$, the position of cylinder disturbance at $S/D = 1.5$ is the most effective position to improve the performance of Savonius wind turbine. Where, the rotation of turbine increased up to 1.86 times greater and the coefficient of power become 6 times greater than the Savonius wind turbine without any disturbance.

Keywords: Savonius Turbine, disturbance cylinder, coefficient of performance, Reynolds number, distance ratio S/D

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	
LEMBAR PENGESAHAN	
ABSTRAK	i
ABSTRACT	iii
KATA PENGANTAR	v
DAFTAR ISI	vii
DAFTAR GAMBAR	x
DAFTAR TABEL	xiii
DAFTAR SIMBOL	xiii
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1. Latar Belakang	1
1.2. Rumusan Masalah	3
1.3. Tujuan Penelitian	5
1.4. Batasan Masalah	5
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	7
2.1. Dasar Teori	7
2.1.1. Turbin Angin	7
2.1.2. Power Turbin dan <i>Coefficient of Power</i> (<i>CoP</i>)	9
2.1.3. Tekanan Statis, Tekanan Stagnasi, dan Tekanan Dinamis	11
2.1.4. Gaya <i>Drag</i>	12
2.1.5. Bilangan Reynolds	13
2.1.6. Aliran melewati Silinder	14
2.2. Penelitian Terdahulu	16
2.2.1. Penelitian Peningkatan Performansi Turbin Savonius	16
2.2.2. Penelitian Silinder dengan Pengganggu (<i>passive control</i>)	21
BAB III METODE PENELITIAN	28
3.1. Parameter Pengukuran	28
3.2. Analisis Dimensi	29
3.2.1. Analisis Dimensi untuk <i>Coefficient</i>	

	<i>of Power</i>	29
3.3.	Peralatan Penelitian	31
3.4.	Metode Pengukuran Daya	36
3.5.	Prosedur Penelitian	37
3.6.	Diagram Alir Penelitian	39
3.7.	Alokasi Waktu Penelitian.....	40
BAB IV ANALISA HASIL DAN PEMBAHASAN		41
4.1.	Data Penelitian dan Contoh Perhitungan.....	41
4.1.1.	Perhitungan Bilangan Reynolds	41
4.1.2.	Perhitungan Daya yang Dihasilkan oleh Turbin	43
4.1.3.	Perhitungan <i>Coefficient of Power (CoP)</i>	44
4.1.4.	Perhitungan <i>Tip Speed Ratio (λ)</i>	44
4.2.	Analisa Performa Turbin Angin Savonius tanpa Menggunakan Silinder Pengganggu.....	45
4.3.	Analisa Pengaruh Jarak antara Silinder Pengganggu Sirkular dengan <i>Returning blade</i> Turbin Angin Savoius terhadap Performa Turbin	48
4.3.1.	Analisa pengaruh jarak antara silinder pengganggu dengan Turbin Angin Savonius (S/D) terhadap putaran turbin	48
4.3.2.	Analisa pengaruh jarak antara silinder pengganggu dengan Turbin Angin Savonius (S/D) terhadap torsi statis yang dihasilkan oleh turbin	52
4.3.3.	Analisa pengaruh jarak antara silinder pengganggu dengan Turbin Angin Savonius (S/D) terhadap daya (P) yang dihasilkan oleh turbin	55
4.3.4.	Analisa pengaruh jarak antara silinder pengganggu dengan Turbin Angin Savonius (S/D) terhadap <i>Coefficient of Power</i> yang dihasilkan oleh turbin	57

4.3.5. Analisa pengaruh <i>Tip Speed Ratio</i> terhadap <i>Coefficient of Power</i> yang dihasilkan oleh turbin	61
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	64
5.1. Kesimpulan	64
5.2. Saran	65
DAFTAR PUSTAKA	66
LAMPIRAN	

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Nilai C_D dari beberapa bentuk penampang pada $Re \geq 10^3$	13
Tabel 2.2	Dimensi susunan <i>curtain</i>	17
Tabel 3.1	Perencanaan waktu eksperimen	40
Tabel 4.1	Data hasil pengujian pada turbin tanpa silinder pengganggu	46

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Konstruksi sederhana Turbin Savonius	8
Gambar 2.2	Aliran melintasi silinder sirkular	14
Gambar 2.3	Mekanisme terjadinya separasi pada aliran melewati silinder	15
Gambar 2.4	Geometri dari susunan turbin dan penghalang	17
Gambar 2.5	Grafik variasi panjang plat terhadap C_p	18
Gambar 2.6	Pengaruh besar sudut sudut plat α dan β dengan putaran turbin	18
Gambar 2.7	Geometri susunan <i>obstacle</i> dengan Turbin Savonius dua sudu	19
Gambar 2.8	Geometri susunan <i>obstacle</i> dengan Turbin Savonius tiga sudu	19
Gambar 2.9	Grafik <i>power coefficient</i> terhadap speed ratio	20
Gambar 2.10	Geometri benda uji	21
Gambar 2.11	Grafik bilangan <i>Reynolds</i> terhadap koefisien <i>drag</i>	22
Gambar 2.12	Grafik distribusi tekanan pada silinder sirkuler utama	22
Gambar 2.13	Distribusi tekanan sekeliling silinder utama untuk varisai sudut iris silinder pengontrol, pada $Re = 5,3 \times 10^4$ dan untuk sudut stagger ($\alpha = 0^\circ$)	24
Gambar 2.14	Evolusi koefisien <i>drag</i> silinder utama relatif terhadap silinder tunggal sebagai fungsi dari sudut iris (θ_s) pada $Re = 5,3 \times 10^4$	25
Gambar 2.15	Visualisasi aliran pada dinding silinder utama tanpa silinder pengontrol dengan menggunakan <i>oil flow picture</i> pada $Re = 5,3 \times 10^4$	25

Gambar 2.16	Visualisasi aliran pada dinding silinder utama dengan silinder teriris $\theta_s = 65^\circ$ dengan menggunakan <i>oil flow picture</i> pada $Re = 5,3 \times 10^4$	26
Gambar 3.1	Skema penelitian dan parameter yang diukur	28
Gambar 3.2	Skema <i>Wind Tunnel Subsonic</i>	31
Gambar 3.3	Dimensi <i>Wind Tunnel</i>	32
Gambar 3.4	Dimensi Turbin Savonius	32
Gambar 3.5	Dimensi Silinder Pengganggu	33
Gambar 3.6	Tachometer Digital merek OMEGA seri HHT12	34
Gambar 3.7	Torsimeter digital merek LUTRON model TQ-8800	34
Gambar 3.8	<i>Pitot Static Tube</i>	35
Gambar 3.9	Manometer	35
Gambar 3.10	<i>Digital Multimeter</i>	36
Gambar 3.11	Mekanisme Penghitung Daya	37
Gambar 3.12	Diagram Alir Penelitian	39
Gambar 4.1.	Grafik nilai putaran turbin tanpa pengganggu (n_0) sebagai fungsi <i>Reynolds number</i> (Re)	46
Gambar 4.2.	Grafik nilai torsi statis turbin tanpa pengganggu (T_0) sebagai fungsi <i>Reynolds number</i> (Re)	47
Gambar 4.3.	Grafik nilai <i>Coefficient of Power</i> turbin tanpa pengganggu (CoP_0) sebagai fungsi <i>Reynolds number</i> (Re)	47
Gambar 4.4.	Grafik nilai putaran turbin berpengganggu (n) sebagai fungsi jarak S/D	48
Gambar 4.5.	Ilustrasi aliran pada turbin angin Savonius berpengganggu	50
Gambar 4.6.	Grafik nilai perbandingan putaran turbin berpengganggu terhadap putaran turbin	

	tanpa pengganggu (n/n_0) sebagai fungsi jarak S/D	51
Gambar 4.7.	Grafik nilai torsi statis yang dihasilkan turbin berpengganggu (T) sebagai fungsi jarak S/D	52
Gambar 4.8.	Grafik nilai perbandingan torsi statis yang dihasilkan turbin berpengganggu terhadap torsi statis turbin tanpa pengganggu (T/T_0) sebagai fungsi jarak S/D	54
Gambar 4.9.	Grafik nilai daya yang dihasilkan turbin angin Savonius berpengganggu (P) sebagai fungsi jarak S/D	55
Gambar 4.10.	Grafik nilai <i>Coefficient of Power</i> turbin angin Savonius berpengganggu (CoP) sebagai fungsi jarak S/D	57
Gambar 4.11.	Grafik nilai <i>Coefficient of Power</i> turbin angin Savonius berpengganggu (CoP) pada S/D 1,5 sebagai fungsi <i>Reynolds number</i> (Re)	59
Gambar 4.12.	Grafik nilai perbandingan <i>Coefficient of Power</i> pada turbin berpengganggu terhadap <i>Coefficient of Power</i> turbin tanpa pengganggu (CoP/CoP_0) sebagai fungsi jarak S/D	60
Gambar 4.13.	Grafik nilai <i>Coefficient of Power</i> dari turbin berpengganggu (CoP) sebagai fungsi <i>Tip Speed Ratio</i> (λ) serta jarak antara silinder pengganggu dan returning blade turbin Savonius (S/D)	62

DAFTAR SIMBOL

A	<i>cross sectional area</i> (m^2)
b	lebar overlap (m)
<i>CoP</i>	<i>Coefficient of Power</i> turbin berpengganggu (%)
<i>CoP₀</i>	<i>Coefficient of Power</i> turbin tanpa pengganggu (%)
d	diameter silinder pengganggu (m)
D	diameter sudu Turbin Savonius (m)
Ek	energi kinetik (Joule)
F_D	Gaya hambat (N)
H	tinggi turbin (m)
I	kuat arus yang dihasilkan dari generator (ampere)
L	diameter turbin (m)
m	massa (kg)
m_1	massa udara pada keadaan standar (acuan) (kg)
m_2	massa udara pada saat pengujian (kg)
n	putaran turbin berpengganggu (rpm)
n_0	putaran turbin tanpa pengganggu (rpm)
<i>P</i>	daya pada turbin (watt)
P_0	tekanan stagnasi (N/m^2)
<i>P</i>	tekanan statis (N/m^2)
P_1	tekanan absolut udara pada saat keadaan standar (N/m^2)
P_2	tekanan absolut udara pada saat pengujian (N/m^2)
Q	debit (m^3/s)
R	hambatan (ohm)
S	jarak antara pusat silinder pengganggu dengan pusat <i>returning blade</i> (m)
T	torsi statis yang dihasilkan turbin berpengganggu (Ncm)
T_0	torsi statis yang dihasilkan turbin tanpa pengganggu (Ncm)
T_1	temperatur udara standar (K)
T_2	temperatur ruangan kerja (K)
λ	<i>Tip Speed Ratio</i>
U	kecepatan aliran (m/s)
V	tegangan yang dihasilkan dari generator (volt)



volume

ρ massa jenis udara (kg/m^3)

ρ_1 massa jenis udara pada saat keadaan standar (kg/m^3)

ρ_2 massa jenis udara pada saat pengujian (kg/m^3)

μ viskositas udara (Ns/m^2)

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Turbin Savonius merupakan jenis turbin angin dengan poros sumbu vertikal (*Vertical Axis Wind Turbine (VAWT)*). Turbin Savonius pertama kali dikembangkan pada akhir tahun 1920an. Pada dasarnya, konsep dari turbin Savonius ialah dua buah setengah silinder yang kemudian saling disatukan sehingga berbentuk seperti huruf S sehingga turbin angin Savonius konvensional hanya terdiri dari dua buah sudu. Dari segi desain, *Vertical Axis Wind Turbine (VAWT)* dapat diklasifikasi menjadi dua kategori, yaitu Turbin Angin Savonius dan Turbin Angin Daerius. Turbin Savonius memiliki banyak keuntungan dibandingkan turbin angin yang lain, antara lain karena konstruksinya yang sederhana, biaya *maintenance* yang relatif murah, tidak bergantung pada arah angin, dan dapat menghasilkan torsi awal yang tinggi meskipun pada kecepatan angin rendah sehingga dapat dimanfaatkan dalam skala kecil. Turbin Angin Savonius biasanya digunakan pada pompa air, pembangkit *micro* tenaga angin, dan sebagai penghasil torsi awal pada jenis *vertical axis wind turbine* lainnya. Namun, Turbin Angin Daerius tetap memiliki *coefficient of performance* lebih tinggi jika dibandingkan dengan Turbin Angin Savonius. Dalam penelitian **Saha et al (2008)**, nilai performansi paling tinggi pada Turbin Savonius *single stage* adalah dengan menggunakan dua sudu. Dengan bentuk *blade semi circular*, *maximum power coefficient (CoP)* yang didapatkan hanya sebesar 0,18 pada kecepatan *free stream* 8.23 m/s.

Untuk meningkatkan *Coefficient of Power (CoP)* dari Turbin Angin Savonius, telah dilakukan beberapa jenis modifikasi yang diantaranya adalah dengan penambahan *end plate*, penambahan *obstacle*, pengubahan pada geometri dan bentuk profil sudu, penambahan jumlah stage, penggunaan *valve*, dan lain sebagainya. Termasuk salah satunya adalah yang

dilakukan oleh **Mohamed et al (2010)** untuk meningkatkan efisiensi serta performansi dari turbin, maka dilakukan optimasi dalam peletakan *obstacle* didepan *returning blade* dari Turbin Savonius yang memungkinkan aliran untuk mengarah ke arah *advancing blade*. Penelitian ini dilakukan dengan menggunakan software CFD. Penelitian saat ini dilakukan untuk meningkatkan power output dengan memperbaiki desain Turbin Savonius baik menggunakan turbin dua sudu maupun turbin tiga sudu. Improvement pada turbin Savonius menunjukkan adanya peningkatan pada *power output coefficient* sebesar lebih dari 27%. Optimasi pada Turbin Savonius dua sudu menunjukkan hasil yang lebih baik jika dibandingkan dengan turbin savonius tiga sudu. Dalam penelitian yang lain, **Altan et al (2008)** melakukan penelitian untuk meningkatkan performansi dari Turbin Savonius dengan menambahkan pengganggu berupa plat di depan *returning blade* turbin Savonius untuk mencegah timbulnya torsi negative. Penelitian ini dilakukan dengan variasi panjang plat pengganggu dan besar sudut plat, dengan bilangan Reynolds $1,5 \times 10^5$. Ketika susunan pengganggu yang paling optimal digunakan, performansi dan efisiensi dari turbin meningkat. Penelitian ini juga dilakukan di dalam wind tunnel dan menghasilkan *maximum power coefficient* sebesar 0,385.

Dalam penelitian yang dilakukan oleh **Triyogi et al (2009)**, menggunakan silinder pengganggu tipe-I dengan variasi sudut iris dari 0° sampai 65° yang diposisikan di depan silinder sirkular utama dengan bilangan Reynolds $5,3 \times 10^4$. Hasil dari penelitian tersebut didapatkan bahwa pengurangan koefisien *drag* silinder sirkular utama yang paling efektif adalah ketika diberi silinder pengganggu tipe-I dengan sudut iris 65° . Hal ini dikarenakan daerah *wake* yang terjadi dibelakang silinder tipe-I 65° sebagai silinder pengganggu sangat besar sehingga efektif mengganggu silinder utama dan mampu menunda letak titik separasi dan akhirnya akan menghasilkan daerah *wake* yang kecil dan mereduksi gaya *drag* yang terjadi pada silinder utama. Silinder pengganggu dengan *cutting angle* $\theta_s = 65^\circ$ menghasilkan

reduksi gaya drag paling besar pada silinder sirkular besar. Hal ini menghasilkan pengurangan koefisien drag, menjadi sekitar 0.52 kali drag pada silinder besar. Sedangkan silinder pengganggu dengan cutting angle $\theta_s = 0^\circ$ hanya menghasilkan reduksi koefisien drag sebesar 0,68 kali drag pada silinder besar.

Berdasarkan studi literatur diatas, telah banyak dilakukan penelitian mengenai peningkatan *performance* Turbin Savonius dengan penambahan obstacle atau plat pengganggu di depan *returning blade*, yang dilakukan secara numerik maupun secara eksperimental. Namun, belum ada penelitian dengan menggunakan silinder sirkular sebagai pengganggu di depan *returning blade* untuk meningkatkan performansi dari turbin Savonius dengan memvariasikan jarak antar pusat silinder. Oleh karena itu, penelitian mengenai pengaruh jarak antara silinder pengganggu dan *returning blade* turbin Savonius terhadap performa turbin perlu dilakukan.

1.2 Rumusan Masalah

Apabila aliran fluida melintasi sebuah silinder, maka akan terbentuk suatu streamline yang simetri antara *upper side* dan *lower side*. Hal ini disebabkan oleh adanya *boundary layer* yang dipengaruhi efek viskositas. Dengan streamline yang simetri, maka distribusi tekanan pada dinding silinder akan simetri, sehingga menimbulkan gaya drag pada bodi silinder. Jika didepan silinder tersebut diberi sebuah silinder lain yang berdiameter lebih kecil sebagai pengganggu, maka *boundary layer* pada silinder besar akan berubah karena pengaruh *wake* dari silinder pengganggu. Hal ini juga menyebabkan titik separasi pada silinder besar mundur kebelakang sehingga daerah *wake* menyempit dan koefisien drag menurun (Tsutsui dan Igarashi, 2002).

Oleh karena itu, muncul gagasan lebih lanjut untuk mengembangkan penelitian secara experimental tentang Turbin Angin Savonius yang diberi pengganggu silinder sirkular kecil sebagai *passive control* di depan *returning blade*. Variasi yang

dilakukan adalah pada jarak dari *center* ke *center* dari kedua silinder (S/D) serta variasi pada *Reynolds Number*. Penambahan *passive control* ini diharapkan mampu mengurangi drag yang terjadi pada bagian *returning blade* sehingga mengurangi momen negative yang terjadi. Momen yang terjadi pada kedua sudu tersebut akan berpengaruh pada momen total dari turbin, dimana momen total turbin merupakan selisih antara momen pada bagian *returning blade* dan *advancing blade*. Dengan kata lain, semakin besar nilai delta drag positif dari turbin tersebut, semakin besar pula daya yang dibangkitkan sehingga efisiensi dari Turbin Savonius akan meningkat.

Pada penelitian ini, bilangan Reynolds diatur sebesar 6×10^4 , $7,5 \times 10^4$ dan 9×10^4 , turbin Savonius yang akan digunakan memiliki diameter (D) sebesar 60 mm dengan perbandingan diameter silinder pengganggu dengan silinder besar d/D sebesar 0.5 ($d = 30\text{mm}$). Adapun hipotesa awal dari penelitian ini adalah:

1. Penambahan pengganggu silinder sirkular di depan *returning blade* Turbin Savonius dapat mengurangi gaya drag yang diterima oleh *returning blade*, sehingga meningkatkan selisih gaya drag yang terjadi pada sisi *returning* dan *advancing blade*. Dengan meningkatnya selisih gaya drag yang terjadi, maka torsi yang dihasilkan oleh turbin akan meningkat, sehingga *coefficient of power* Turbin yang dihasilkan juga akan semakin meningkat.
2. Jarak antara pusat silinder pengganggu dengan pusat *returning blade* turbin (S/D) akan mempengaruhi gaya drag yang terjadi pada *returning blade*. Penempatan silinder pengganggu pada S/D tertentu akan menghasilkan performance turbin yang optimal. Semakin kecil jarak S/D , maka gaya drag yang diterima oleh *returning blade* akan sama dengan gaya drag yang dihasilkan pada saat tidak menggunakan pengganggu. Begitu pula dengan semakin besar jarak S/D , maka penambahan silinder pengganggu tidak akan berpengaruh terhadap gaya drag yang diterima oleh *returning blade*.

3. Perubahan *Reynolds Number* yang digunakan akan berpengaruh terhadap peningkatan torsi serta putaran dari turbin, karena kecepatan akan meningkat seiring dengan meningkatnya *Reynolds number*.

1.3 Tujuan Penelitian

Tujuan yang didapatkan dari melakukan analisa melalui eksperimen terhadap turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu sesuai dengan rumusan masalah yang ada, adalah sebagai berikut:

1. Mengetahui pengaruh jarak antar silinder pengganggu dengan *returning blade* Turbin angin Savonius terhadap torsi dan putaran yang dihasilkan oleh turbin.
2. Mengetahui *Coefficient of Power* dari turbin angin Savonius.
3. Mengetahui pengaruh *Reynolds Number* terhadap torsi dan putaran yang dihasilkan oleh turbin pada variasi jarak silinder pengganggu.
4. Mengetahui pengaruh *tip speed ratio* terhadap torsi serta putaran yang dihasilkan oleh turbin.

Ketiga tujuan tersebut dikarakteristikkan dalam bentuk data kuantitatif sebagai berikut:

1. Torsi dan putaran turbin (pada saat turbin dibiarkan berputar)
2. Torsi statis (pada saat turbin ditahan untuk tidak berputar)
3. *Coefficient of Power*

1.4 Batasan Masalah

Batasan masalah yang digunakan dalam penelitian ini antara lain:

1. Fluida yang digunakan adalah udara dalam kondisi *steady*, *incompressible* dan *uniform* pada sisi *upstream*.

2. Wind tunnel yang digunakan adalah *wind tunnel subsonic* dan kecepatan aliran udara di dalam *wind tunnel* dianggap konstan dengan bilangan Reynolds (Re) sebesar 6×10^4 , $7,5 \times 10^4$ dan 9×10^4 .
3. Variasi jarak antara pusat silinder utama dengan pusat silinder pengganggu (S/D) yang digunakan yaitu pada *range* $1,35 \leq S/D \leq 2,2$.
4. Perpindahan panas dapat diabaikan.
5. Eksperimen dilakukan dengan arah aliran fluida satu arah.

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Dasar Teori

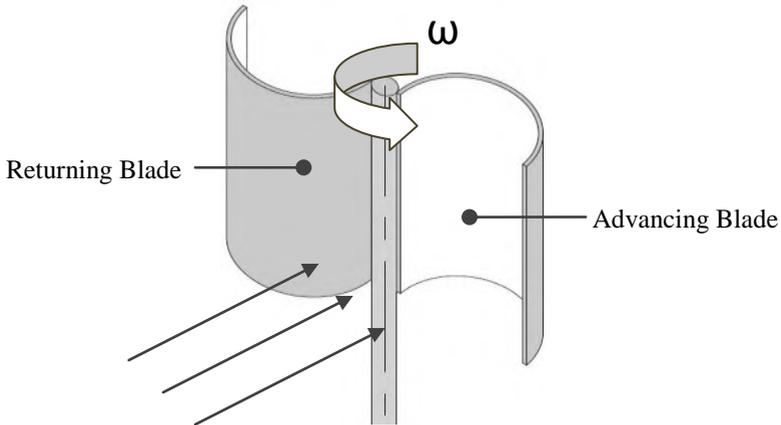
2.1.1 Turbin Angin

Turbin Angin merupakan Sistem Konservasi Energi Angin atau dapat dikatakan sebagai *Wind Turbine Generator* (WTG) jika digunakan sebagai penghasil energi listrik. Turbin Angin digunakan sebagai pembangkit listrik tenaga angin dengan mengubah energi kinetik yang terdapat pada angin menjadi tenaga listrik. Pada zaman dahulu turbin angin lebih sering digunakan sebagai alat mekanis untuk menggerakkan mesin-mesin seperti pompa air dan lain lain. Namun selain itu, turbin angin dapat digunakan untuk menghasilkan listrik baik pada daerah *onshore* maupun *offshore*.

Ketika angin bergerak melintasi suatu objek, terdapat dua gaya yang bekerja terhadap objek tersebut, yaitu gaya hambat (*drag*) dan gaya angkat (*force*). Berdasarkan gaya yang bekerja pada turbin, turbin dapat diklasifikasikan menjadi dua macam, yaitu turbin tipe *force* dan turbin tipe *drag*. Dalam hal ini, turbin angin diklasifikasikan berdasarkan tipe gaya yang dapat menyebabkan turbin berputar. Turbin juga dapat diklasifikasikan berdasarkan axis tempat rotor berputar. Dalam hal ini, turbin dikategorikan sebagai turbin angin sumbu horizontal atau biasa disebut *Horizontal Axis Wind Turbine* (HAWT) dan turbin angin sumbu vertikal atau biasa disebut *Vertical Axis Wind Turbine* (VAWT).

Turbin Savonius merupakan turbin angin tipe *drag*, yang diberi nama berdasarkan nama penemu turbin tersebut, Sigurd J. Savonius. Turbin Savonius merupakan jenis turbin angin dengan poros sumbu vertikal (*Vertical Axis Wind Turbine* (VAWT)). Turbin Savonius memiliki konstruksi yang relatif sederhana jika dibandingkan dengan turbin angin tipe lainnya. Dalam bentuk yang paling sederhana, Turbin Savonius terdiri dari dua sudu berbentuk setengah silinder yang dirangkai pada poros turbin di

bagian *cross sectional*-nya dan membentuk huruf “S” seperti pada Gambar 2.1 dibawah ini.



Gambar 2.1 Konstruksi sederhana Turbin Savonius

Pada saat turbin berputar, bagian sudu cekung (*advancing blade*) menangkap aliran angin sedangkan bagian sudu cembung (*returning blade*) bergerak melawan arah aliran angin. *Advancing blade* memiliki koefisien hambat yang lebih besar dibandingkan dengan koefisien hambat *returning blade*. Sisi *advancing blade* yang dilalui aliran angin akan memberikan gaya hambat (F_D) yang lebih besar daripada sisi *returning blade* sehingga turbin berputar. Hal ini merupakan prinsip aerodinamis, dimana Turbin Savonius memanfaatkan gaya hambat (*drag force*) saat mengekstrak energi angin dari aliran angin yang melalui sudu turbin. Dengan memanfaatkan *drag force*, Turbin Angin Savonius memiliki putaran serta daya yang rendah. Meskipun demikian, turbin Savonius tidak memerlukan torsi awal untuk memutar turbin yang merupakan keunggulan dari turbin ini.

2.1.2 Power Turbin dan *Coefficient of Power (CoP)*

Setiap objek yang bergerak memiliki energi. Energi ini disebut Energi Kinetik. Hal ini berlaku pula untuk udara yang bergerak atau biasa disebut angin. Besarnya energi yang dimiliki oleh objek yang bergerak bergantung pada dua faktor, yaitu massa dan kecepatan. Hubungan antara massa dan kecepatan dapat dilihat pada Persamaan 2.1 dibawah ini

$$E_k = \frac{1}{2} \cdot m \cdot U^2 \quad (2.1)$$

Untuk angin atau fluida bergerak lainnya, menentukan power lebih bermanfaat jika dibandingkan dengan menentukan energi. Massa dari udara yang mengalir tiap 1 secon pada persamaan 2.1 dapat disubstitusi dan menghasilkan persamaan power. Apabila luas sapuan pada turbin yang tertabrak oleh angin dirumuskan dengan Persamaan 2.2 dibawah ini

$$A = 2 \cdot D \cdot H \quad (2.2)$$

dan volume yang mengalir per second dapat dituliskan seperti persamaan:

$$Q = A \cdot U \quad (2.3)$$

Maka, massa udara yang mengalir tiap 1 second dapat dituliskan dengan persamaan 2.4 dibawah ini.

$$m = \rho \cdot Q \quad (2.4)$$

dengan:

- Ek : energi kinetic (Joule)
- m : massa (kg)
- U : kecepatan (m/s)
- A : *cross sectional area* (m²)
- D : diameter sudu turbin (m)
- H : tinggi turbin (m)
- ρ : massa jenis udara (kg/m³)
- Q : debit (m³/s)

Dengan mensubstitusikan Persamaan 2.3 dan Persamaan 2.4 didapatkan persamaan massa:

$$m = \rho \cdot U \cdot A \quad (2.5)$$

sehingga, power pada angin dapat dihitung dengan persamaan:

$$P = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot U \times U^2 \quad (2.6)$$

$$P = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot U^3 \quad (2.7)$$

Pada pembahasan diatas, power yang tersedia pada suatu aliran angin ditentukan oleh besar kecepatan dan massa jenis angin (udara) serta ukuran dari turbin. Namun, sebuah turbin tidak dapat menyerap keseluruhan power yang terkandung di dalam angin. Oleh karena itu, untuk menunjukkan power yang hanya dapat dimanfaatkan untuk turbin, maka ditambahkan sebuah koefisien dalam persamaan 2.7 diatas. Koefisien ini memiliki nilai kurang dari 1 dan biasa disebut *Coefficient of Power (CoP)*.

$$P = \frac{1}{2} \cdot CoP \cdot \rho \cdot A \cdot U^3 \quad (2.8)$$

Sedangkan power sesungguhnya pada turbin, dapat dihitung berdasarkan tegangan dan arus yang dihasilkan oleh generator turbin. Hubungan antara tegangan dan arus dapat dituliskan pada persamaan 2.9 dibawah ini:

$$P = V \cdot I \quad (2.9)$$

$$V = I \cdot R \quad (2.10)$$

$$I = \frac{V}{R} \quad (2.11)$$

Atau persamaan daya juga dapat dituliskan sebagai:

$$P = \frac{V^2}{R} \quad (2.12)$$

dengan:

P : daya pada turbin (watt)

V : tegangan yang dihasilkan dari generator (volt)

I : kuat arus yang dihasilkan dari generator (ampere)

sehingga, *Coefficient of Power (CoP)* dapat ditulis:

$$CoP = \frac{\text{daya yang dihasilkan}}{\text{daya input}} \quad (2.13)$$

$$CoP = \frac{V^2/R}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot U^3} \quad (2.14)$$

2.1.3 Tekanan Statis, Tekanan Stagnasi, dan Tekanan Dinamis

Tekanan termodinamis atau biasa disebut tekanan statis merupakan tekanan yang diukur pada suatu partikel fluida yang bergerak. Tekanan statis dapat diukur dengan *wall pressure tap* yang diletakkan pada suatu streamline aliran yang lurus. Tekanan ini dapat diukur karena tidak ada variasi tekanan ke arah normal pada suatu streamline yang lurus dan juga karena setiap fluida pasti memiliki viskositas, sehingga kecepatan aliran fluida pada permukaan dinding akan bernilai sama dengan nol, yaitu sama dengan kecepatan di *wall pressure tap*.

Tekanan stagnasi atau dapat disebut tekanan total merupakan tekanan yang diukur dengan cara memperlambat aliran hingga berhenti, dengan proses tanpa gesekan. Sedangkan tekanan dinamis, merupakan selisih antara tekanan stagnasi dengan tekanan statis. Untuk mengukur kecepatan statis, stagnasi, dan tekanan dinamis dapat dihitung dengan menggunakan persamaan Bernoulli. Persamaan Bernoulli merupakan integrasi dari persamaan Euler sepanjang streamline untuk aliran steady sehingga dapat dituliskan seperti persamaan 2.15 dibawah ini.

$$\frac{P}{\rho} + \frac{U^2}{2} + gz = \textit{konstan} \quad (2.15)$$

Untuk aliran incompressible, persamaan Bernoulli dapat digunakan untuk menghubungkan antara perubahan kecepatan dan perubahan tekanan sepanjang streamline. Dengan mengabaikan perbedaan ketinggian, persamaan Bernoulli dapat dituliskan:

$$\frac{P}{\rho} + \frac{U^2}{2} = \textit{konstan} \quad (2.16)$$

Apabila tekanan statis adalah P pada titik di suatu aliran yang memiliki kecepatan U, dengan tekanan stagnasi adalah P_0 dan nilai kecepatan U_0 sama dengan nol, maka Persamaan 2.16 dapat dituliskan:

$$\frac{P_o}{\rho} + \frac{U_o^2}{2} = \frac{P}{\rho} + \frac{U^2}{2} \quad (2.17)$$

Dengan kata lain, tekanan dinamis dapat dihitung dengan menggunakan persamaan:

$$P_o - P = \frac{1}{2} \rho U^2 \quad (2.18)$$

dimana,

- P_o : tekanan stagnasi (N/m^2)
- P : tekanan statis (N/m^2)
- ρ : massa jenis udara (kg/m^3)
- U : kecepatan aliran (m/s)

2.1.4 Gaya Drag

Sebuah benda yang dialiri suatu aliran *viscous*, *incompressible* akan mengalami gaya-gaya aerodinamika. Gaya-gaya tersebut dihasilkan karena adanya tekanan dan gaya geser pada permukaan benda. Gaya yang sejajar horizontal dengan gaya *drag*, sedangkan gaya dengan arah vertikal atau tegak lurus terhadap arah *freestream* disebut dengan gaya *force*.

Gaya *drag* yang terjadi dapat berupa *skin friction drag* (FDf) yaitu gaya hambat yang menyinggung permukaan secara tangensial yang timbul akibat adanya viskositas (tegangan geser antara fluida dan permukaan benda), dan *pressure drag* (FDp) yaitu gaya hambat yang tegak lurus terhadap permukaan benda yang timbul karena adanya tekanan fluida. Resultan antara *friction drag* dan *pressure drag* ini disebut sebagai *total drag*. Secara umum, gaya hambat (F_D) dapat dituliskan seperti pada persamaan 2.19 dibawah ini.

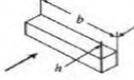
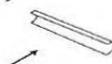
$$F_D = C_D \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U^2 \cdot A \quad (2.19)$$

dengan

- F_D : Gaya hambat (N)
- ρ : massa jenis fluida (kg/m^3)
- U : kecepatan free stream aliran (m/s)
- A : *cross sectional area* (m^2)

Koefisien *drag* (C_D) memiliki nilai yang berbeda-beda, yang bergantung dari geometri yang dimiliki oleh benda tersebut. Nilai koefisien *drag* dari masing-masing geometri dapat dilihat pada Tabel 2.1 berikut ini.

Table 2.1 Nilai C_D dari beberapa bentuk penampang pada $Re \geq 10^3$ (Hoerner, 1965)

Object	Diagram		$C_D (Re \geq 10^3)$
Square prism		$b/h = \infty$ $b/h = 1$	2.05 1.05
Disk			1.17
Ring			1.20 ^b
Hemisphere (open end facing flow)			1.42
Hemisphere (open end facing downstream)			0.38
C-section (open side facing flow)			2.30
C-section (open side facing downstream)			1.20

2.1.5 Bilangan Reynolds

Bilangan Reynolds adalah salah satu bilangan yang tidak berdimensi yang digunakan untuk mengidentifikasi jenis aliran yang berbeda, seperti jenis aliran laminar dan turbulenta. Bilangan Reynolds merupakan rasio antara gaya inersia terhadap gaya viskos.

$$Re = \frac{\text{gaya inersia}}{\text{gaya viskos}} \quad (2.20)$$

dimana,

$$\text{gaya inersia} = \rho \cdot U^2 \cdot L^2 \quad (2.21)$$

$$\text{gaya viskos} = \left(\frac{\mu \cdot U}{L}\right) \cdot L^2 \quad (2.22)$$

sehingga,

$$Re = \frac{\rho \cdot U^2 \cdot L^2}{\left(\frac{\mu \cdot U}{L}\right) \cdot L^2} = \frac{\rho \cdot U \cdot L}{\mu} \quad (2.23)$$

dengan

- ρ : densitas fluida (kg/m^3)
 U : kecepatan free stream aliran (m/s)
 L : panjang karakteristik (m)
 μ : viskositas dinamis fluida (Ns/m^2)

Dalam penelitian ini, panjang karakteristik (L) sama dengan diameter turbin, yaitu dua kali diameter sudu turbin (D) dikurangi lebar overlapnya (α), atau dapat dituliskan:

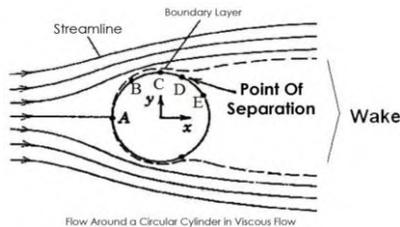
$$L = 2D - \alpha \quad (2.24)$$

sehingga bilangan Reynolds dapat dituliskan dengan persamaan:

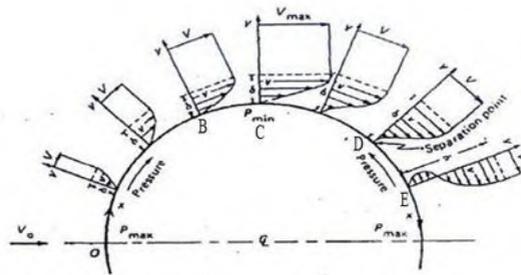
$$Re = \frac{\rho \cdot U \cdot (2D - \alpha)}{\mu} \quad (2.25)$$

2.1.6 Aliran melewati Silinder

Suatu aliran yang melintasi silinder sirkular akan menjadi aliran yang kompleks dan senantiasa berubah seiring dengan berubahnya bilangan Reynolds. Gaya *drag* pada aliran yang melintasi silinder sirkular dihasilkan karena adanya efek *viscous*. Gaya hambat yang timbul akibat perbedaan tekanan pada arah normal terhadap permukaan tersebut disebut *pressure drag* dan apabila pada arah tangensial terhadap permukaan disebut *skin friction drag*. Bila aliran fluida melintas pada pada kontur silinder seperti gambar 2.2 dibawah, maka aliran fluida akan dipercepat hingga kecepatan maksimum dan tekanannya minimum pada titik C.



Gambar 2.2. Aliran melintasi silinder sirkular



Gambar 2.3. Mekanisme terjadinya separasi pada aliran melewati silinder

Gambar 2.3 diatas menjelaskan tentang proses terjadinya separasi dan *wake* pada aliran yang melewati silinder. Fluida dari titik A sampai C mengalami percepatan tetapi gradien tekanannya negatif [$\delta P/\delta \theta < 0$]. Setelah melewati titik C, fluida mengalami peningkatan tekanan atau gradien tekanannya bernilai positif [$\delta P/\delta \theta > 0$], yang disebut *adverse pressure gradient* dan hal ini menyebabkan partikel fluida didalam *boundary layer* menjadi diperlambat. Gaya tekan dan gaya geser pada elemen bawah melawan arah aliran. Perbedaan tekanan dan gaya geser ini mengakibatkan momentum pada aliran yang diatasnya lebih besar dan sangat berpengaruh terhadap fluida yang terletak dekat dengan permukaan. Ketika momentum partikel fluida berkurang terus oleh gaya tekan dan gaya geser maka aliran fluida dipermukaan diperlambat hingga diam sampai pada titik D, gradient kecepatan menjadi nol $\left[\frac{\delta U}{\delta y} \right]_{y=0} = 0$.

Secara umum, pengaruh *adverse pressure gradient* adalah bersamaan dengan pengurangan kecepatan. Lebih jauh lagi yaitu di titik E terjadi *adverse pressure gradient* yang cukup sehingga aliran didekat permukaan telah benar-benar berbalik dan fluida sudah tidak mampu mengikuti kontur dari permukaan dan menjauhinya. Titik dimana terjadi peristiwa pemisahan aliran dari

permukaan kontur $\left[\frac{\delta v}{\delta y} \right]_{y=0} = 0$, disebut dengan titik separasi. Hal ini terjadi karena momentum yang digunakan untuk menggerakkan fluida sudah tidak mampu lagi mengatasi gaya gesek dan tekanan balik (*adverse pressure gradient*).

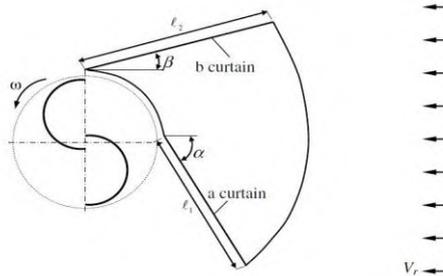
Bilangan Reynolds juga mempunyai pengaruh yang besar sebagai penyebab terjadinya separasi. Semakin besar bilangan Reynolds maka momentum yang dimiliki fluida juga semakin besar dan aliran semakin cepat menjadi turbulen sehingga terjadinya titik separasi bisa tertunda. Parameter lain yang mempengaruhi separasi diantaranya kekasaran permukaan dan stabilitas *free stream*. Jika separasi terjadi, maka akan terbentuk daerah di belakang silinder yang tidak tersentuh oleh aliran yang dinamakan *wake*. Daerah *wake* adalah daerah bertekanan rendah yang dibentuk oleh terpisahnya *Boundary layer* bagian atas dan bagian bawah. Lebar dari *wake* sangat tergantung pada posisi titik separasi. Pada aliran yang turbulen, *boundary layer* lebih mampu untuk bertahan terhadap *adverse pressure gradient* dan gaya gesek, sehingga titik separasi terletak lebih ke belakang *body* maka daerah *wake* yang terbentuk lebih sempit.

2.2 Penelitian Terdahulu

Adapun beberapa penelitian terdahulu yang memiliki korelasi dengan penelitian ini adalah penelitian tentang turbin Savonius dan silinder sirkular kecil (*passive control*).

2.2.1 Penelitian Peningkatan Performansi Turbin Savonius

Penelitian mengenai peningkatan performansi Turbin Savonius pernah dilakukan oleh **Altan et al (2008)**. Penelitian dilakukan secara eksperimental dengan menambahkan pengganggu berupa plat di depan *returning blade* Turbin Savonius untuk mencegah timbulnya torsi negative. Penelitian tersebut memvariasikan panjang plat (ℓ_1 dan ℓ_2) dan besar sudut plat (α dan β) dengan kecepatan angin 7 m/s dan harga bilangan Reynolds $1,5 \times 10^5$. Skema penelitian ini dapat dilihat pada Gambar 2.4 dibawah ini.

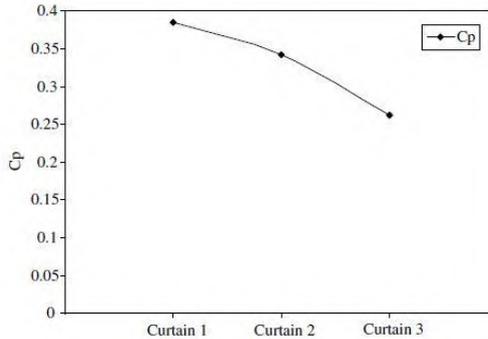


Gambar 2.4 Geometri dari susunan turbin dan penghalang
(Altan et al, 2008)

Geometri Turbin Savonius yang digunakan dalam penelitian ini memiliki diameter (D) dan tinggi (H) sebesar 32 cm, dan berdasarkan ratio optimal $e/d = 0.15$, jarak gap antar sudu (e) adalah sebesar 2.6 cm. Sudu masing masing turbin memiliki ketebalan 2 mm. Turbin Savonius tersebut juga memiliki *end-plate* pada masing-masing sisi, yang memiliki ketebalan 4 mm, dengan diameter *end plate* (D_0) sebesar 35.2 cm. Dari hasil penelitian tersebut, didapatkan bahwa penurunan nilai *coefficient of power* (CoP) disebabkan oleh perubahan variasi panjang plat (l_1 dan l_2). Harga variasi panjang plat l_1 dan l_2 , dapat dilihat pada tabel 2.2 dibawah ini. Dengan penurunan harga l_1 dan l_2 , nilai *coefficient of power* dari turbin juga mengalami penurunan. Gambar 2.5 dibawah merupakan grafik hubungan variasi panjang plat terhadap C_p .

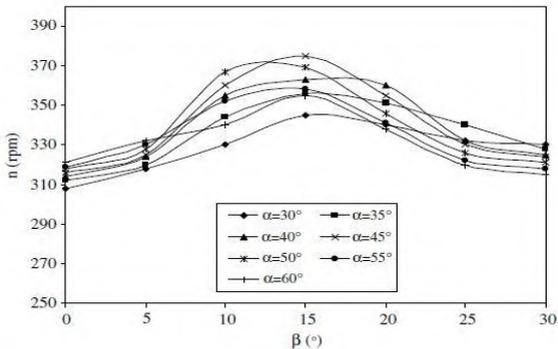
Tabel 2.2 Dimensi susunan *curtain* (Altan et al, 2008)

Type of curtain arrangement	Distance l_1 (cm)	Distance l_2 (cm)
Curtain 1	45	52
Curtain 2	34	39
Curtain 3	22	26



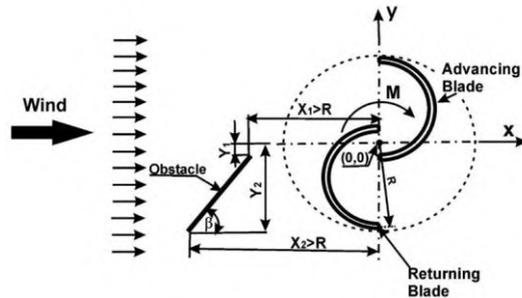
Gambar 2.5 Grafik variasi panjang plat terhadap C_p (Altan et al, 2008)

Untuk mengetahui pengaruh dari besar sudut plat (α dan β), dilakukan variasi pada susunan *curtain 1* karena didapatkan nilai *coefficient of power* terbesar dimiliki oleh susunan *curtain 1*. Untuk mengetahui pengaruh dari besar sudut plat (α dan β), kemudian dilakukan penelitian dengan meningkatkan besar sudut α antara 30° dan 60° dengan peningkatan sebesar 5° , sedangkan besar sudut β diatur antara 0° hingga 30° . Pengaruh antara besar sudut plat α dan β dengan putaran turbin dapat dilihat pada gambar 2.6 dibawah ini.

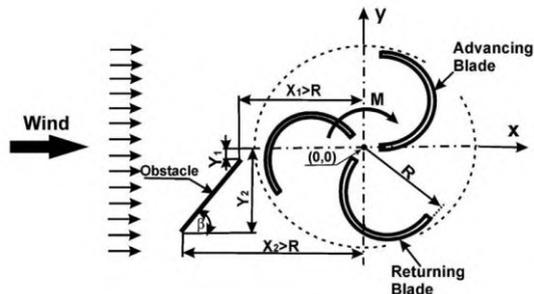


Gambar 2.6 Pengaruh besar sudut sudut plat α dan β dengan putaran turbin (Altan et al, 2008)

Berbeda dengan penelitian sebelumnya, **Mohamed et al (2010)** melakukan penelitian mengenai peningkatan performance Turbin Savonius dengan menggunakan software simulasi ANSYS-Fluent. Penelitian secara simulasi ini dilakukan dengan menambahkan *obstacle shielding* di depan bagian *returning blade* Turbin Savonius. Didalam penelitian ini, *obstacle* ditambahkan di depan *returning blade* Turbin Savonius dua sudu dan tiga sudu. Penelitian tersebut memvariasikan besar sudut plat (β) dan speed ratio (λ) dengan kecepatan angin 10 m/s. Skema penelitian ini dapat dilihat pada gambar 2.7 dan 2.8 dibawah ini.



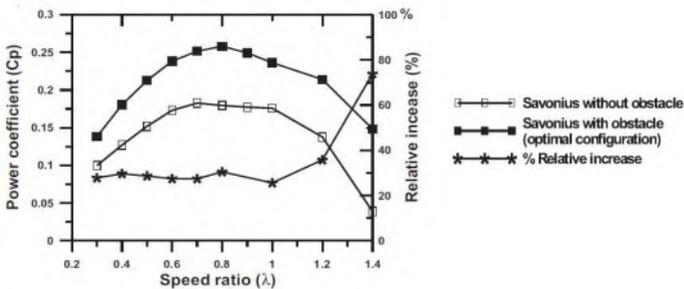
Gambar 2.7 Geometri susunan *obstacle* dengan Turbin Savonius dua sudu (**Mohamed et al, 2010**)



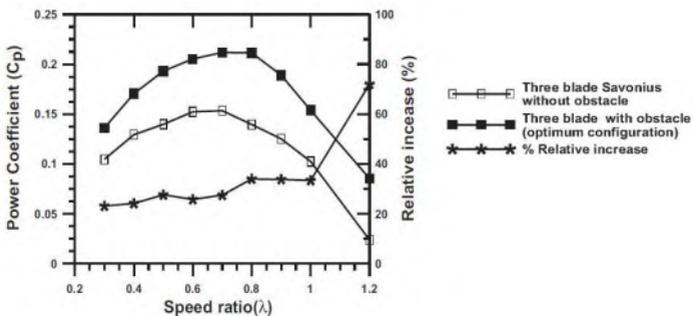
Gambar 2.8 Geometri susunan *obstacle* dengan Turbin Savonius tiga sudu (**Mohamed et al, 2010**)

Simulasi aliran yang dilakukan pada penelitian ini bergantung kepada software ANSYS-Fluent yang digunakan.

Persamaan Reynolds Averaged Navier Stokes dengan asumsi *unsteady* dapat diperoleh pemecahannya dengan menggunakan algoritma SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-linked Equations) untuk *pressure velocity coupling*. Variabel pada aliran dan jumlah turbulensi didiskritkan dengan formulasi Finite Volume, dengan menggunakan *second order* melawan arah aliran. Untuk memodelkan turbulensi digunakan model $k-\varepsilon$, yang biasa digunakan untuk *rotating bodies*. Pada penelitian ini, digunakan simulasi dua dimensi karena tidak ada geometri yang berubah pada arah yang ketiga tanpa melibatkan *boundary effects*, sehingga diperoleh grid yang sangat halus.



(a) Dengan menggunakan dua sudu



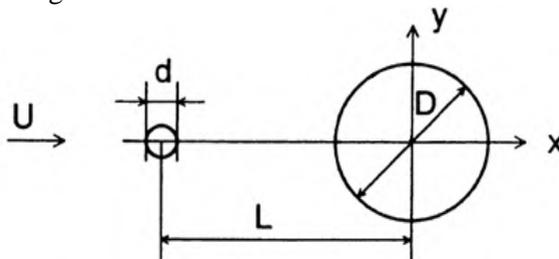
(b) Dengan menggunakan tiga sudu

Gambar 2.9 Grafik *power coefficient* terhadap speed ratio
(Mohamed et al, 2010)

Untuk mengetahui pengaruh variasi besar sudut plat (β) dan speed ratio (λ) maka didapatkan grafik distribusi C_p seperti gambar 2.9 diatas. Pada gambar 2.9 (a), percobaan dilakukan dengan variasi besar sudut *obstacle*, yang dilakukan pada $0.2 \leq \lambda \leq 1.4$ dan juga tanpa obstacle. Pada gambar 2.9 (b), percobaan dilakukan dengan variasi besar sudut *obstacle*, yang dilakukan pada $0.2 \leq \lambda \leq 1.2$ dan juga tanpa obstacle. Hasil simulasi didapatkan bahwa *Coefficient of Power* (C_p) dari turbin angin Savonius dapat meningkat hingga 27,3% pada *speed ratio* 0,7 dan besar sudut $\beta = 100,83^\circ$ dengan menggunakan dua buah sudu berpengganggu. Sedangkan apabila menggunakan tiga buah sudu berpengganggu, hasil dari *Coefficient of Power* (C_p) turbin angin Savonius dapat meningkat hingga 27,5% pada *speed ratio* 0,7 dan besar sudut $\beta = 80,52^\circ$.

2.2.2 Penelitian Silinder dengan Pengganggu (*passive control*)

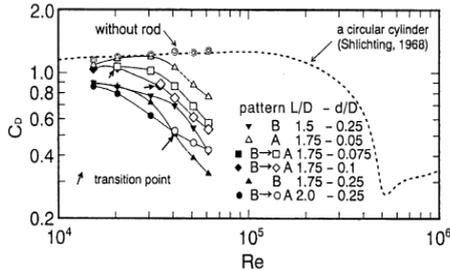
Penelitian tentang aliran fluida pada sebuah silinder yang diberi pengganggu berupa silinder lain pernah dilakukan oleh **Tsutsui dan Igarashi (2002)**. Penelitian tersebut memvariasikan jarak antara kedua pusat silinder (L/D), diameter silinder pengganggu (d/D), dan harga bilangan Reynolds pada rentang $1,5 \times 10^4 \leq Re \leq 6,2 \times 10^4$. Skema percobaan penelitian ini dapat dilihat pada gambar dibawah ini.



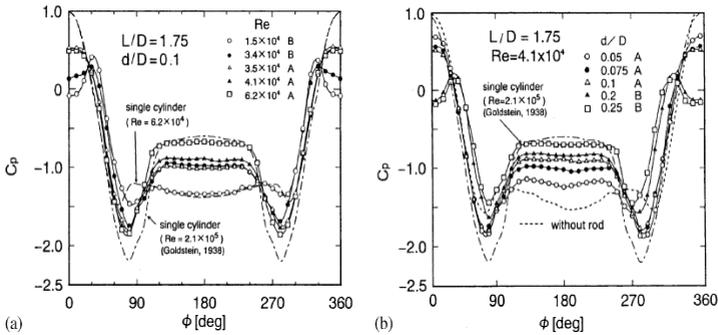
Gambar 2.10 Geometri benda uji (Tsutsui dan Igarashi, 2002)

Geomteri benda uji sebagaimana ditunjukkan pada gambar 2.10 tersebut, mempunyai diameter silinder utama sebesar 40 mm dengan perubahan diameter silinder pengganggu dari 1-10

mm sedangkan jarak antar ledua pusat silinder divariasikan dari rentang 50-120 mm. Dari hasil penelitian tersebut didapatkan bahwa penurunan harga koefisien *drag* (C_D) yang disebabkan oleh peningkatan bilangan Reynolds (Re) dan peningkatan d/D serta penurunan harga L/D . Dengan peningkatan bilangan Reynolds di atas 3×10^4 , maka titik separasi akan bergeser semakin cepat, bilangan daerah *wake* menyempit koefisien *drag* menurun. Gambar 2.11 dibawah merupakan grafik hubungan bilangan Reynolds terhadap C_D .



Gambar 2.11 Grafik bilangan Reynolds terhadap koefisien *drag* (Tsutsui dan Igarashi, 2002)



(a) Dengan variasi Re

(b) Dengan variasi d/D

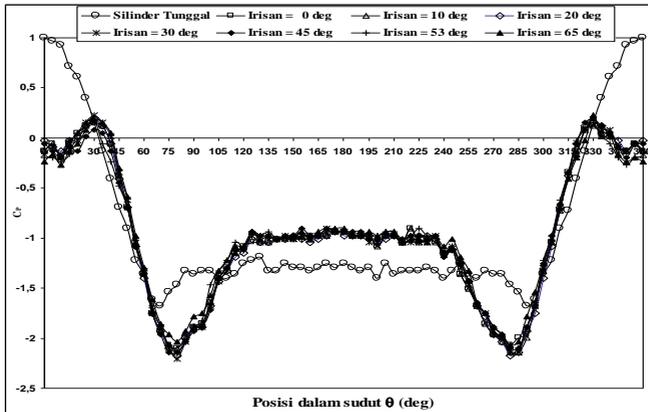
Gambar 2.12 Grafik distribusi tekanan pada silinder sirkuler utama (Tsutsui dan Igarashi, 2002)

Untuk mengetahui pengaruh variasi bilangan Reynolds (Re), diameter silinder pengganggu (d/D), dan jarak pusat silinder pengganggu dengan silinder sirkular utama (L/D) terhadap koefisien *drag* (C_D) maka didapatkan grafik distribusi C_p seperti diatas. Pada gambar 2.12 (a), percobaan dilakukan dengan variasi bilangan Reynolds yang dilakukan pada $L/D = 1,75$ dan $d/D = 0,1$ dengan dua pola aliran yaitu pola aliran A dengan adanya *vortex shedding* dibelakang silinder pengganggu dan pola aliran B yaitu tanpa *vortex shedding* dibelakang silinder pengganggu. Pada grafik tersebut dapat dilihat bahwa dengan penambahan silinder pengganggu maka C_p pada bagian depan silinder sirkular utama mengalami penurunan. Untuk pola aliran A C_p menurun menjadi 0,5 dan pola aliran B C_p menjadi negatif pada bagian depan silinder sirkular utama. Dari grafik 2.12 (a), dapat disimpulkan bahwa dengan penambahan silinder pengganggu dengan variasi bilangan Reynolds yang semakin meningkat maka lebar *wake* dibelakang silinder sirkular utama semakin menyempit.

Sedangkan pada gambar 2.12 (b), percobaan dilakukan dengan variasi diameter silinder sirkular utama yang dilakukan pada $L/D = 1,75$ dan $Re = 4,1 \times 10^4$. Pada grafik tersebut dapat dilihat bahwa dengan memvariasikan diameter silinder pengganggu yang semakin meningkat maka C_p pada bagian depan silinder sirkular utama mengalami penurunan. Dari grafik 2.12 (b) dapat disimpulkan bahwa dengan penambahan silinder pengganggu dengan variasi diameter yang semakin meningkat maka lebar *wake* dibelakang silinder sirkular utama semakin menyempit.

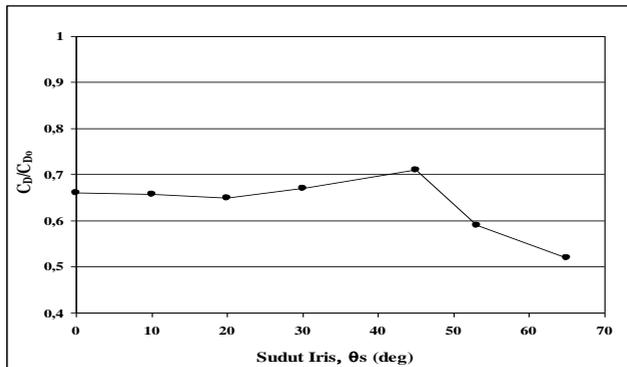
Pada penelitian **Triyogi et al (2009)** menggunakan silinder pengganggu tipe-I dengan variasi sudut iris dari 0° sampai 65° yang diposisikan di depan silinder sirkular utama dengan bilangan Reynolds $5,3 \times 10^4$. Pada gambar 2.13, dapat dilihat distribusi koefisien tekanan sekeliling silinder sirkuler utama (C_p), sebagai fungsi dari posisi pada dinding silinder utama dalam sudut (θ). Dimana C_p diukur pada $Re = 5,3 \times 10^4$, akibat pengaruh sudut iris dari silinder pengontrol yang bervariasi sebesar $\theta_s = 0^\circ, 10^\circ, 20^\circ,$

30° , 45° , 53° , dan 65° . Silinder pengontrol diletakkan di depan silinder utama, dengan jarak antar pusat sumbu silinder tetap sebesar $S/D = 1,375$, dimana sumbu penghubung antara pusat silinder lurus horizontal.



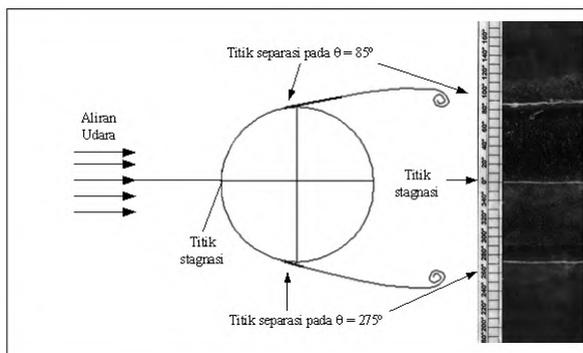
Gambar 2.13 Distribusi tekanan sekeliling silinder utama untuk variasi sudut iris silinder pengontrol, pada $Re = 5,3 \times 10^4$ dan untuk sudut stagger ($\alpha = 0^\circ$) (Triyogi et al, 2009)

Pada gambar 2.14 dibawah, dapat dilihat hasil pengukuran koefisien *drag* silinder utama dengan pengontrol relatif terhadap bila silinder utama berdiri tunggal tanpa pengontrol (C_D/C_{D0}) pada $Re = 5,3 \times 10^4$, untuk variasi sudut iris silinder pengontrol ($\theta_s = 0^\circ - 65^\circ$). Pada gambar, terlihat bahwa dengan pemasangan silinder pengontrol, baik teriris ataupun tidak, akan menyebabkan terjadinya pengurangan koefisien *drag* dibanding bila silinder tunggal berdiri tanpa pengontrol. Dimana nilai C_D/C_{D0} terendah diperoleh untuk sudut iris $\theta_s = 65^\circ$, yang mencapai 0,52. Ini berarti bahwa pemasangan silinder pasif kontrol teriris, pada posisi $\theta = 0^\circ$, telah cukup efektif mengurangi gaya *drag* hingga sebesar 48% dibanding bila tidak menggunakan silinder pengontrol.



Gambar 2.14 Evolusi koefisien *drag* silinder utama relatif terhadap silinder tunggal sebagai fungsi dari sudut iris (θ_s) pada $R_e = 5,3 \times 10^4$ (Triyogi et al, 2009)

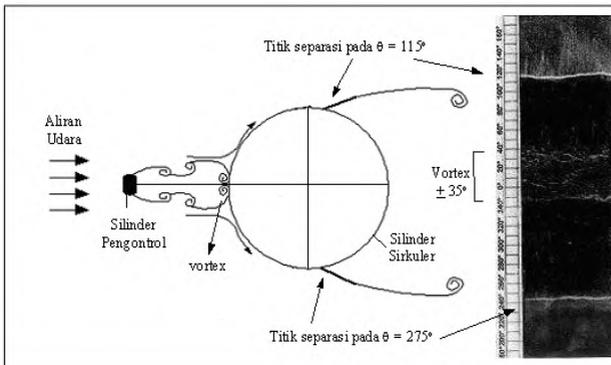
Pada penelitian ini didapatkan visualisasi aliran pada dinding silinder utama dengan metode *oil flow picture*, dimana hasil foto dari goresan aliran pada dinding silinder sebagai berikut:



Gambar 2.15 Visualisasi aliran pada dinding silinder utama tanpa silinder pengontrol dengan menggunakan *oil flow picture* pada $R_e = 5,3 \times 10^4$ (Triyogi et al, 2009)

Pada gambar 2.15, terlihat bahwa pada silinder tunggal titik stagnasi terletak pada posisi $\theta = 0^\circ$, sedangkan letak titik separasinya pada $\theta = 85^\circ$ pada sisi atas dan $\theta = 275^\circ$ pada sisi bawah. Hasil ini menunjukkan bahwa *streamline* melintasi silinder sirkuler tunggal adalah simetri sehingga *wake* yang dihasilkan juga simetri.

Bila di depan silinder sirkuler dipasang sebuah silinder teriris pengontrol tipe-I dengan sudut iris $\theta_s = 65^\circ$, seperti terlihat pada gambar dibawah ini, terjadi perubahan karakteristik aliran dibanding bila silinder sirkuler tunggal tanpa silinder pengontrol. Secara umum dapat dikatakan, bahwa *streamline* aliran simetri antara sisi bawah dan sisi atas dari silinder utama, dan pemasangan silinder pengontrol di depan silinder utama menyebabkan silinder utama kehilangan titik stagnasi akibat tertutup oleh silinder pengontrol. Pada sekitar posisi $\theta = 30^\circ$ dan 330° , diduga menunjukkan adanya *reattachment* dari *shear layer* yang terseparasi dari silinder pengontrol. Posisi separasi ini lebih mundur dibanding bila silinder utama tanpa dipengaruhi silinder teriris pengontrol.



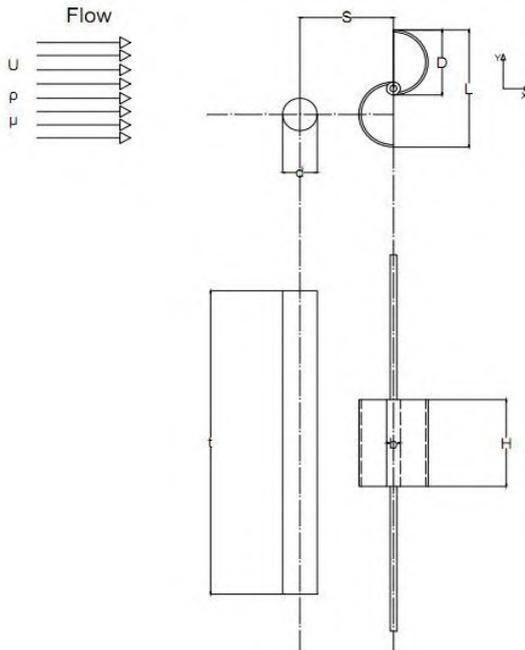
Gambar 2.16 Visualisasi aliran pada dinding silinder utama dengan silinder teriris $\theta_s = 65^\circ$ dengan menggunakan *oil flow picture* pada $Re = 5,3 \times 10^4$ (Triyogi et al, 2009)

Hasil pengukuran koefisien *drag* didapatkan bahwa pengurangan sudut iris yang efektif adalah ketika diberi silinder pengganggu tipe-I dengan sudut iris 65° . Hal ini dikarenakan daerah *wake* yang terjadi dibelakang silinder tipe-I 65° sebagai silinder pengganggu sangat besar sehingga efektif mengganggu silinder utama dan mampu menunda letak titik separasi dan akhirnya akan menghasilkan daerah *wake* yang kecil dan mereduksi gaya *drag* yang terjadi pada silinder utama. Besarnya pengurangan gaya *drag* yang dihasilkan mencapai 52% dibandingkan dengan gaya *drag* silinder tunggal, seperti ditunjukkan pada gambar 2.14.

BAB III METODE PENELITIAN

3.1 Parameter Pengukuran

Pada penelitian diperlukan adanya analisis dimensi untuk mengetahui parameter-parameter yang berpengaruh terhadap peningkatan *performance* turbin Savonius. Penelitian dilakukan dengan memvariasikan jarak antara pusat *returning blade* Turbin Savonius dengan pusat silinder pengganggu (S) dan juga variasi kecepatan aliran (U) yang diatur melalui *Reynolds Number*, serta terdapat parameter-parameter lain yang mempengaruhi seperti massa jenis udara (ρ), viskositas udara (μ), diameter *returning blade* (sebagai silinder utama) (D), dan juga diameter silinder pengganggu (d). Pada gambar 3.1 dibawah dapat dilihat skema penelitian dan parameter yang akan dianalisis pada penelitian ini.



Gambar 3.1 Skema penelitian dan parameter yang diukur

Berdasarkan skema penelitian pada gambar 3.1 diatas, diperkirakan *Coefficient of Power* akan dipengaruhi oleh karakteristik aliran antara lain:

- D : diameter sudu Turbin Savonius (m)
 S : jarak antara pusat silinder pengganggu dengan pusat *returning blade* (m)
 d : diameter silinder pengganggu (m)
b : lebar *overlap* (m)
 L : Diameter turbin (m)
 U : kecepatan aliran (m/s)
 ρ : massa jenis udara (kg/m^3)
 μ : viskositas udara (Ns/m^2)
 H : tinggi turbin (m)
 t : tinggi silinder pengganggu (m)

3.2 Analisis Dimensi

Analisis dimensi sangat diperlukan untuk mengetahui apakah suatu parameter berpengaruh terhadap suatu penelitian atau tidak. Parameter-parameter yang mempengaruhi karakteristik aliran adalah densitas fluida (ρ), viskositas fluida (μ), kecepatan fluida (U), diameter silinder pengganggu (d), diameter sudu turbin (D), dan jarak antara pusat *returning blade* turbin angin dan silinder pengganggu (S/D). Dalam penelitian ini, analisis dimensi digunakan untuk mengetahui variabel apa saja yang mempengaruhi karakteristik aliran yang melewati turbin angin tipe Savonius dengan pengganggu berupa silinder sirkular. Cara yang digunakan adalah dengan *Buckingham-Phi Theorema*.

3.2.1 Analisis Dimensi untuk *Coefficient of Power*

Setelah dilakukan analisis dimensi, diperoleh 7 grup tak berdimensi sebagai berikut:

$$\pi_1 = \frac{P}{\rho U^3 D^2} = \text{Coefficient of Power}$$

$$\pi_2 = \frac{\mu}{\rho U D} = \text{bilangan Reynolds}$$

$\pi_3 = \frac{d}{D}$ = rasio diameter silinder pengganggu dengan diameter sudu turbin angin

$\pi_4 = \frac{S}{D}$ = rasio jarak antara pusat *returning blade* dengan silinder pengganggu

$\pi_5 = \frac{H}{D}$ = rasio tinggi turbin angin dengan diameter sudu turbin angin

$\pi_6 = \frac{t}{D}$ = rasio panjang silinder pengganggu dengan diameter sudu turbin angin

$\pi_7 = \frac{b}{D}$ = rasio lebar *overlap* dengan diameter sudu turbin angin

Hubungan antara grup tak berdimensi sebagai berikut :

$$\pi_1 = f_1 (\pi_2, \pi_3, \pi_4, \pi_5, \pi_6, \pi_7)$$

$$\frac{P}{\rho U^3 D^2} = f_1 \left(\frac{\mu}{\rho U D}, \frac{d}{D}, \frac{S}{D}, \frac{H}{D}, \frac{t}{D}, \frac{b}{D} \right)$$

Pada penelitian ini, $\frac{d}{D}, \frac{H}{D}, \frac{t}{D}, \frac{b}{D}$ sebagai variabel tetap, sedangkan $\frac{S}{D}$ dan $\frac{\mu}{\rho U D}$ divariasikan agar dapat mengetahui seberapa besar pengaruhnya terhadap *Coefficient of Power* pada turbin angin sehingga:

$$\frac{P}{\rho U^3 D^2} = f_2 \left(\frac{S}{D}, \frac{\mu}{\rho U D} \right)$$

atau

$$CoP = f_3 \left(\frac{S}{D}, \frac{\mu}{\rho U D} \right)$$

Dimana $L = 2D - b$ dan b besarnya tetap maka perubahan besar L akan mempengaruhi besarnya D , sehingga didapatkan :

$$CoP = f_4 \left(\frac{S}{D}, Re \right)$$

3.3 Peralatan Penelitian

Adapun peralatan yang digunakan dalam penelitian ini antara lain:

1. *Wind Tunnel*

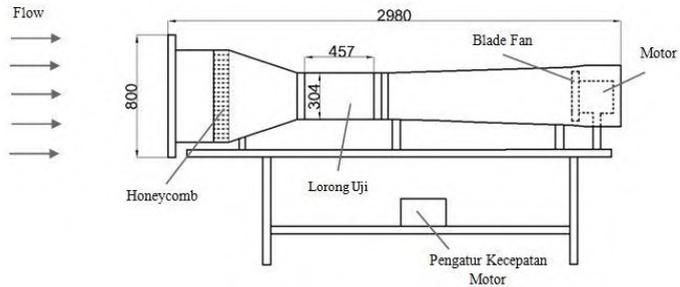
Penelitian ini menggunakan wind tunnel jenis *open circuit* untuk menguji benda dalam skala model, dimana udara yang dialirkan ke dalamnya langsung bebas dilepas ke udara bebas setelah melalui *test suction*. *Wind tunnel* ini digolongkan sebagai *subsonic wind tunnel* dengan rentang kecepatan udara 7 m/s hingga 20 m/s dan memiliki intensitas turbulensi sebesar 0,8% pada setiap pengujian. Skema dan dimensi *wind tunnel* yang digunakan dapat dilihat pada gambar 3.2 dan 3.3.



Gambar 3.2 Skema *Wind Tunnel Subsonic*

Spesifikasi *Wind Tunnel*:

Jenis	: <i>subsonic, open circuit wind tunnel</i>
Bentuk <i>test section</i>	: penampang persegi delapan
Panjang	: 457 mm
Tinggi	: 304 mm
Lebar	: 304 mm



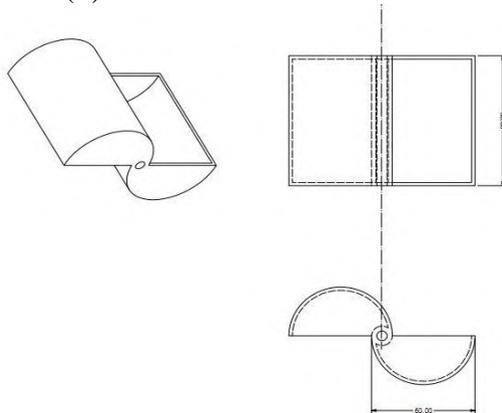
Gambar 3.3 Dimensi *Wind Tunnel*

2. Benda Uji

Pada penelitian ini, benda yang akan diuji adalah Turbin Savonius dua sudu dengan pengganggu berupa silinder pejal.

Profil Turbin Savonius

Diameter Sudu (D)	: 60 mm
Tinggi (H)	: 80 mm
Lebar <i>Overlap</i> (b)	: 14 mm
Diameter Turbin (L)	: 106 mm



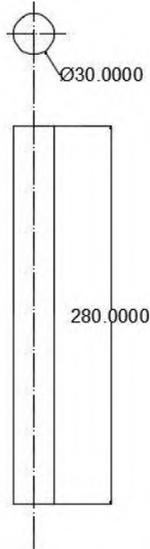
Gambar 3.4 Dimensi Turbin Savonius

Profil Silinder Pengganggu

d/D	: 0,5
Diameter (d)	: 30 mm

Tinggi (t) : 280 mm

Jarak antar pusat pengganggu dengan *returning blade* Turbin Savonius (S/D) : 1,35; 1,4; 1,5; 1,6; 1,7; 1,8; 1,9; 2,0; 2,1; 2,2.



Gambar 3.5 Dimensi Silinder Pengganggu

3. Tachometer

Tachometer merupakan alat pengujian yang didesain untuk mengukur kecepatan rotasi dari sebuah objek. Tachometer digunakan untuk mengukur putaran mesin khususnya jumlah putaran dari sebuah poros dalam satu satuan waktu. Tachometer yang digunakan dalam penelitian ini merupakan tachometer digital ***Economical Non-Contact Pocket Optical Tachometer OMEGA seri HHT12*** dengan akurasi pembacaan 0.01% atau ± 1 digit. Tachometer ini memiliki rentang pengukuran antara 5 hingga 99.999 rpm.



Gambar 3.6 Tachometer Digital merek OMEGA seri HHT12

4. Torsimeter

Torsimeter adalah alat yang digunakan untuk mengukur torsi suatu benda yang berputar. Torsimeter yang digunakan dalam penelitian ini merupakan torsimeter digital **LUTRON Torque Meter Model: TQ-8800** *high resolution* dengan ketelitian 0,1 Ncm. Torsimeter digital ini memiliki rentang maksimal pengukuran hingga 147,1 Ncm.



Gambar 3.7 Torsimeter digital merek LUTRON model TQ-8800

5. Pitot Tube

Pitot tube merupakan alat pengukur tekanan yang digunakan untuk mengukur kecepatan aliran. Alat ini berfungsi untuk mengukur besarnya tekanan statis dan tekanan stagnasi

aliran dengan menghubungkan antara *pitot tube* dengan manometer.



Gambar 3.8 *Pitot Static Tube*

6. Manometer

Inclined manometer berfungsi untuk membaca Δh terukur sebagai akibat dari perbedaan tekanan kontur dengan tekanan atmosfer. Manometer yang digunakan pada pengukuran adalah manometer berisi *red oil* ($SG=0,827$) dengan kemiringan sebesar 15° .



Gambar 3.9 Manometer

7. Generator listrik

Generator listrik digunakan untuk mengubah energi gerak turbin menjadi energi listrik. Energi listrik tersebut kemudian dapat diukur dengan menggunakan multimeter.

8. Multimeter

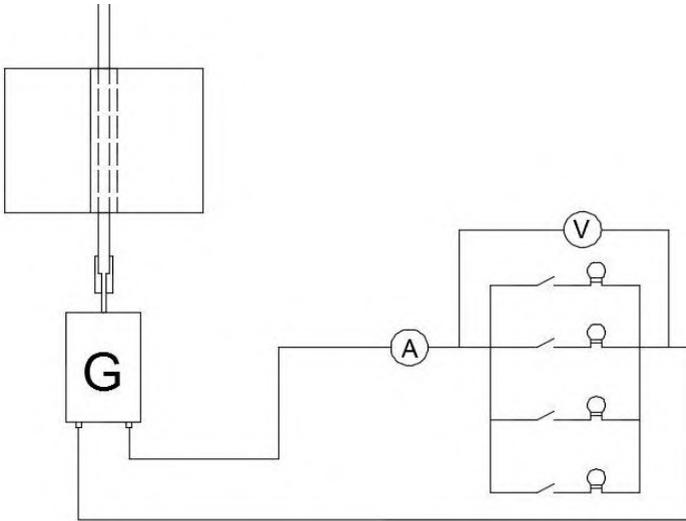
Multimeter adalah alat pengukur listrik yang sering dikenal sebagai *vom* (*volt/ohm meter*) yang dapat mengukur tegangan (*voltmeter*), hambatan (*ohm-meter*), maupun arus (*ampere-meter*). Dalam penelitian ini, digunakan multimeter digital **SANWA CD 800A** dengan resolusi 0,1 mV untuk tegangan DC, resolusi 1 mV untuk tegangan AC, resolusi 0,01 mA untuk arus DC dan AC, serta resolusi sebesar 0,1 ohm untuk hambatan.



Gambar 3.10 *Digital Multimeter*

3.4 Metode Pengukuran Daya

Power atau daya riil yang dihasilkan oleh turbin angin dapat diukur melalui generator listrik dengan menghubungkan antara poros turbin dan poros generator menggunakan *flexible coupling*. Generator akan menghasilkan keluaran yang nantinya akan digunakan untuk menyalakan beban berupa lampu. Jumlah beban atau lampu dapat diatur menggunakan sakelar untuk mendapatkan nilai daya terbesar. Pada rangkaian beban akan diukur nilai tegangan dan arus listrik yang akan digunakan dalam perhitungan untuk mendapatkan nilai daya riil. Skema dari mekanisme penghitung daya ditunjukkan pada gambar 3.11.



Gambar 3.11 Mekanisme Penghitung Daya

3.5 Prosedur Penelitian

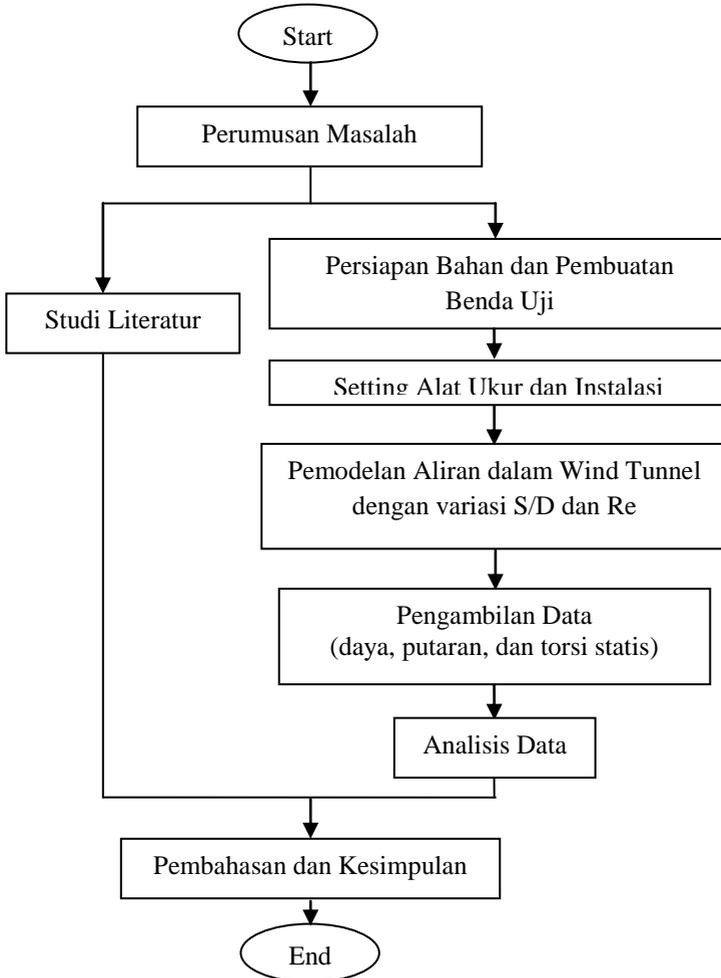
Tahap pengambilan data *Coefficient of Power (CoP)* yang akan dianalisis melalui proses pengambilan data, dilakukan dengan langkah-langkah sebagai berikut:

1. Memasang benda uji berupa Turbin Savonius pada *test suction*.
2. Menyalakan *fan*, mengatur besar putaran fan dengan menggunakan frekuensi inverter agar diperoleh kecepatan dalam *test suction* yang sesuai dengan kecepatan pengujian yang diharapkan pada bilangan Reynolds 6×10^4 .
3. Untuk mengatur besar frekuensi pada inverter, melakukan pengukuran terlebih dahulu terhadap temperatur dan pengukuran terhadap kecepatan aliran dengan menggunakan *pitot tube* serta manometer agar menghasilkan bilangan Reynolds yang diharapkan.

4. Setelah mendapatkan bilangan Reynolds dan *steady*, melakukan pengukuran terhadap putaran poros dengan menggunakan tachometer.
5. Melakukan pengukuran tegangan dan hambatan listrik pada rangkaian beban menggunakan multimeter.
6. Melakukan pengukuran terhadap torsi statis dengan menggunakan torsimeter.
7. Meletakkan pengganggu dengan mengatur jarak antara pusat silinder pengganggu dan pusat *returning blade* (S/D) sebesar 1.4.
8. Setelah *steady*, melakukan pengukuran terhadap putaran poros dengan menggunakan tachometer.
9. Melakukan pengukuran arus dan tegangan listrik pada rangkaian beban menggunakan multimeter.
10. Melakukan pengukuran terhadap torsi statis dengan menggunakan torsimeter.
11. Mengulangi langkah 4 sampai 10 dengan mengubah S/D menjadi 1,5; 1,6; 1,7; 1,8; 1,9; 2,0; 2,1; 2,2; 2,3.
12. Mengulangi langkah 2 sampai 11 dengan menggunakan bilangan Reynolds sebesar $7,5 \times 10^4$ dan 9×10^4 .
13. Mematikan fan.
14. Mengolah data tegangan dan hambatan listrik, putaran serta torsi menjadi *Coefficient of Power (CoP)* dan memasukkan data ke dalam grafik torsi terhadap S/D, putaran terhadap S/D dan *Coefficient of Power (CoP)* terhadap S/D. Plot grafik dibuat dengan masing masing bilangan Reynolds yang digunakan serta variasi *tip speed ratio*.

3.6 Diagram Alir Penelitian

Urutan langkah penelitian yang akan dilakukan dalam penelitian ini dapat digambarkan dalam diagram alir penelitian seperti pada gambar 3.12 dibawah ini.



Gambar 3.12 Diagram Alir Penelitian

BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Data Penelitian dan Contoh Perhitungan

4.1.1 Perhitungan Bilangan Reynolds

- Perhitungan massa jenis udara (ρ)

Dari persamaan Boyle – Gay Lussac mengenai pemuaian gas didapatkan bahwa

$$\frac{P_1 \times V_1}{T_1} = \frac{P_2 \times V_2}{T_2} \quad (4.1)$$

karena volume dapat dituliskan seperti pada persamaan 4.2:

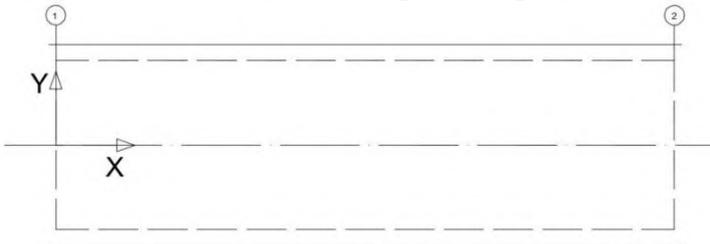
$$V = \frac{m}{\rho} \quad (4.2)$$

maka, persamaan 4.1 dapat dituliskan sebagai berikut:

$$\frac{P_1 \times m_1}{T_1 \times \rho_1} = \frac{P_2 \times m_2}{T_2 \times \rho_2} \quad (4.3)$$

dimana:

- m_1 = massa udara pada keadaan standar (acuan)
- m_2 = massa udara pada saat pengujian
- P_1 = tekanan absolut udara pada saat keadaan standar = 101.325 N/m^2
- P_2 = tekanan absolut udara pada saat pengujian
- ρ_1 = massa jenis udara pada saat keadaan standar = $1,225 \text{ kg/m}^3$
- ρ_2 = massa jenis udara pada saat pengujian



Apabila keadaan standar dan keadaan pengujian berada pada ketinggian yang sama seperti ditunjukkan pada gambar diatas, maka tekanan dapat diasumsikan sebagai berikut:

$$P_1 = P_2 \quad (4.4)$$

dan karena massa udara pada keadaan standar dan pada keadaan pengujian sama, maka massa juga dapat diasumsikan sebagai berikut:

$$m_1 = m_2 \quad (4.5)$$

maka, persamaan 4.3 dapat disederhanakan menjadi:

$$\rho_2 = \frac{T_1 \times \rho_1}{T_2} \quad (4.6)$$

Apabila diketahui kondisi:

T_1 = temperatur udara standar = 288,2 K

T_2 = temperatur ruangan kerja = 26,5°C = 299,5 K
(diasumsikan konstan selama pengujian berlangsung)

maka, massa jenis udara pada saat pengujian dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 4.6 sebagai berikut

$$\rho_2 = \frac{T_1 \times \rho_1}{T_2}$$

$$\rho_2 = \frac{288,2 \text{ K} \times 1,225 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{299,5 \text{ K}} = 1,178 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

- Perhitungan viskositas absolut udara (μ)

Perhitungan viskositas absolut udara pada saat pengujian dapat dihitung dengan menggunakan persamaan Sutherland seperti dapat dituliskan dibawah ini.

$$\mu = \frac{b \times T_2^{3/2}}{S + T} \quad (4.7)$$

dimana

T_2 = temperatur ruangan kerja = 26,5°C = 299,5 K
(diasumsikan konstan selama pengujian berlangsung)

b = $1,458 \times 10^{-6} \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s} \cdot \text{K}^{1/2}}$

S = 110,4 K

sehingga, viskositas absolut udara didapatkan sebagai berikut

$$\mu = \frac{b \times T_2^{3/2}}{S + T}$$

$$\mu = \frac{1,458 \times 10^{-6} \frac{kg}{m \cdot s \cdot K^{1/2}} \times (299,5 \text{ K})^{3/2}}{110,4 \text{ K} + 299,5 \text{ K}}$$

$$= 1,84363 \times 10^{-5} \frac{kg}{m \cdot s}$$

- Perhitungan kecepatan aliran (U)

Untuk mendapatkan kecepatan aliran udara digunakan persamaan Reynolds:

$$Re = \frac{\rho_2 \cdot U \cdot L}{\mu} \quad (4.8)$$

$$U = \frac{Re \times \mu}{\rho_2 \times L} \quad (4.9)$$

dimana

$$\mu = \text{viskositas absolut udara} = 1,84363 \times 10^{-5} \frac{kg}{m \cdot s}$$

$$\rho_2 = \text{massa jenis udara pada saat pengujian} = 1,178 \frac{kg}{m^3}$$

$$L = \text{diameter turbin} = 0,106 \text{ m}$$

sehingga, kecepatan aliran udara didapatkan:

$$U = \frac{Re \times \mu}{\rho_2 \times L}$$

$$U = \frac{60.000 \times 1,84363 \times 10^{-5} \frac{kg}{m \cdot s}}{1,178 \frac{kg}{m^3} \times 0,106 \text{ m}} = 8,841 \text{ m/s}$$

4.1.2 Perhitungan Daya yang Dihasilkan oleh Turbin

Sebagai contoh perhitungan daya yang dihasilkan oleh turbin (P), maka digunakan data yang ada pada bilangan Reynolds 6×10^4 untuk jarak S/D 1,5. Diketahui data pengukuran yang didapat dari rangkaian:

- arus (I) = 19,5 mA = 0,0195 A
- tegangan (V) = 1,54 volt

sehingga, daya yang dihasilkan turbin sebesar:

$$P_o = V \cdot I \quad (4.10)$$

$$P_o = 1,54 \text{ volt} \cdot 0,0195 \text{ A} = 0,03 \text{ Watt}$$

4.1.3 Perhitungan *Coefficient of Power (CoP)*

Untuk perhitungan *Coefficient of Power (CoP)*, digunakan data pada bilangan Reynolds 6×10^4 untuk jarak S/D 1,5. Diketahui data:

- massa jenis udara pada saat pengujian (ρ_2) = $1,178 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
- diameter turbin (L) = 0,106 m
- tinggi turbin (H) = 0,08 m
- kecepatan aliran (U) = 8,841 m/s

Perhitungan daya yang tersedia pada aliran:

$$P_i = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot U^3 \quad (4.11)$$

$$P_i = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot L \cdot H \cdot U^3$$

$$P_i = \frac{1}{2} \cdot 1,178 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,106 \text{ m} \cdot 0,08 \text{ m} \cdot (8,841 \text{ m/s})^3$$

$$= 3,452 \text{ W}$$

dari perhitungan diatas, daya yang dihasilkan turbin saat jarak S/D 1,5 (P_o) = 0,03 W, sehingga

$$CoP = \frac{\text{daya yang berguna}}{\text{daya input}}$$

$$CoP = \frac{0,03 \text{ W}}{3,452 \text{ W}} \cdot 100\% = 0,87 \%$$

4.1.4 Perhitungan *Tip Speed Ratio* (λ)

Tip Speed Ratio (λ) adalah perbandingan antara kecepatan yang ada di ujung sudu turbin dengan kecepatan aliran yang melewati turbin. Secara matematis, *Tip Speed Ratio* dirumuskan dengan:

$$\lambda = \frac{\omega \cdot R}{U} \quad (4.12)$$

dimana

ω = kecepatan putaran turbin (rad/s)

R = jari jari turbin (m)

U = kecepatan aliran (m/s)

Sebagai contoh perhitungan *Tip Speed Ratio*, maka digunakan data yang ada pada *Reynolds number* sebesar 6×10^4 pada jarak S/D 1.5. Diketahui data:

- kecepatan aliran (U) = 8,841 m/s
- putaran turbin (n) = 776 rpm
- jari-jari turbin = 0.053 m

dimana

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

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot 776}{60} = 81,22 \text{ rad/s}$$

Sehingga nilai λ didapatkan

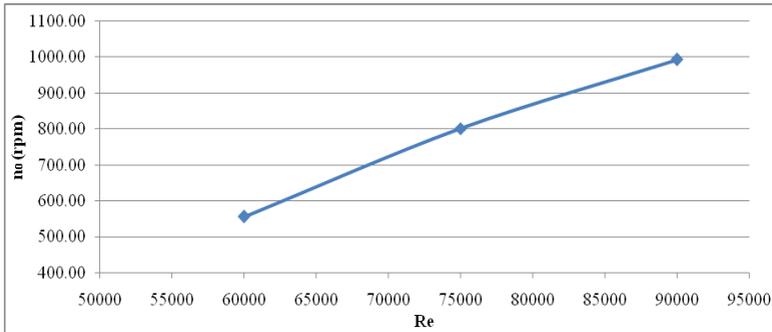
$$\lambda = \frac{81,22 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot 0.053 \text{ m}}{8,84133 \text{ m/s}} = 0,487$$

4.2 Analisa Performa Turbin Angin Savonius tanpa Menggunakan Silinder Pengganggu

Pengujian turbin angin Savonius tanpa pengganggu perlu dilakukan untuk mengetahui performa turbin seperti putaran (n_0), torsi statis (T_0) maupun *Coefficient of Power* (CoP_0). Analisa performa turbin angin savonius tanpa menggunakan silinder pengganggu penting dilakukan untuk mengetahui kondisi standar yang akan dibandingkan dengan kondisi pengujian dengan penambahan silinder pengganggu. Data hasil pengujian performa turbin tanpa penambahan silinder pengganggu dapat dilihat pada tabel 4.1 dibawah ini.

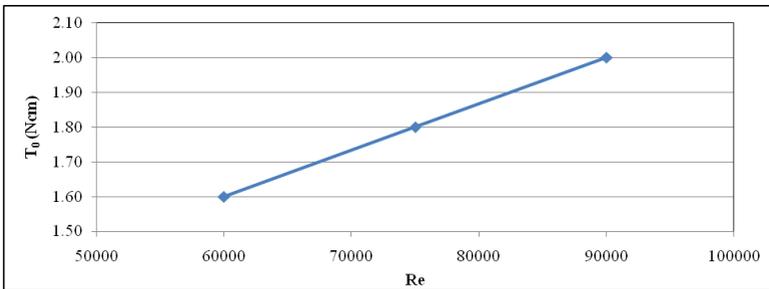
Tabel 4.1 Data hasil pengujian pada turbin tanpa silinder pengganggu

Bilangan Reynolds	n_0 (rpm)	T_0 (Ncm)	CoP_0 (%)
6×10^4	556.39	1.60	0.14
$7,5 \times 10^4$	801.14	1.80	0.25
9×10^4	993.00	2.00	0.27



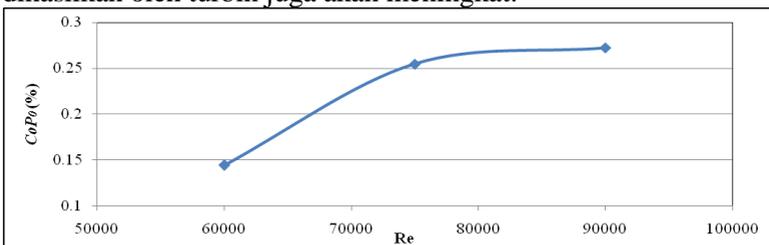
Gambar 4.1 Grafik nilai putaran turbin tanpa pengganggu (n_0) sebagai fungsi *Reynolds number* (Re)

Dari gambar 4.1 diatas, terlihat adanya pengaruh dari nilai *Reynolds number* terhadap nilai putaran dari turbin tanpa penambahan silinder pengganggu. Dimana semakin besar *Reynolds number*, maka akan semakin tinggi nilai putaran dari turbin angin Savonius. Hal ini dikarenakan semakin meningkatnya nilai *Reynolds number*, maka kecepatan aliran juga akan semakin meningkat. Seiring meningkatnya kecepatan aliran udara, maka debit udara akan semakin meningkat, atau dengan kata lain *mass flow rate* yang mengenai sudu sudu turbin juga akan semakin meningkat. Sehingga, putaran turbin tanpa menggunakan pengganggu akan semakin meningkat.



Gambar 4.2 Grafik nilai torsi statis turbin tanpa pengganggu (T_0) sebagai fungsi *Reynolds number* (Re)

Pada gambar 4.2 diatas, terlihat adanya pengaruh dari nilai *Reynolds number* (Re) terhadap torsi statis yang dihasilkan dari turbin tanpa pengganggu (T_0). Semakin besar *Reynolds number*, maka akan semakin tinggi nilai torsi statis dari turbin angin Savonius. Hal ini dikarenakan ketika *Reynolds number* meningkat maka kecepatan juga akan meningkat. Seiring dengan meningkatnya kecepatan, maka gaya *drag* yang diterima oleh sisi *returning* dan *advancing* turbin juga akan semakin meningkat. Gaya *drag* yang bekerja pada sudu sudu turbin angin Savonius memiliki titik pusat gaya dengan jarak tertentu terhadap poros sehingga menghasilkan torsi. Karena terdapat perbedaan bentuk penampang antara sisi *returning* dengan sisi *advancing* turbin, maka terdapat selisih gaya *drag* yang terjadi. Sehingga, dengan meningkatnya selisih gaya *drag* terjadi, maka torsi yang dihasilkan oleh turbin juga akan meningkat.

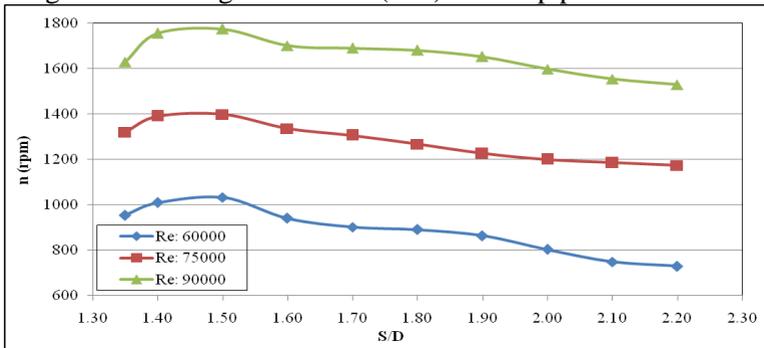


Gambar 4.3 Grafik nilai *Coefficient of Power* turbin tanpa pengganggu (CoP_0) sebagai fungsi *Reynolds number* (Re)

Dari grafik 4.3 diatas, terlihat bahwa semakin besar *Reynolds number*, maka akan semakin tinggi nilai *Coefficient of Power* yang dihasilkan oleh turbin tanpa pengganggu (CoP_0). Hal ini dikarenakan daya yang dihasilkan oleh turbin meningkat seiring dengan meningkatnya daya yang berasal dari aliran udara yang ditangkap oleh turbin. Daya yang berasal dari aliran angin terus meningkat karena adanya peningkatan bilangan Reynolds yang menyebabkan meningkatnya kecepatan.

4.3 Analisa Pengaruh Jarak antara Silinder Pengganggu Sirkular dengan *Returning blade* Turbin Angin Savoius terhadap Performa Turbin

4.3.1 Analisa pengaruh jarak antara silinder pengganggu dengan Turbin Angin Savonius (S/D) terhadap putaran turbin



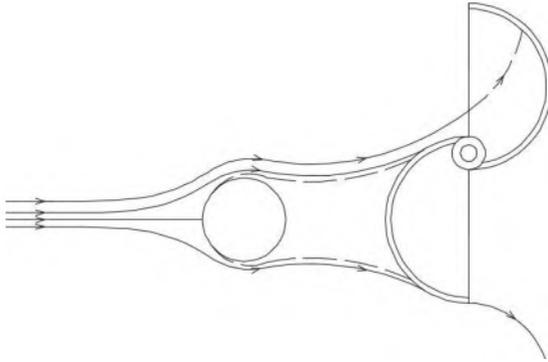
Gambar 4.4 Grafik nilai putaran turbin berpengganggu (n) sebagai fungsi jarak S/D

Gambar 4.4 menunjukkan grafik putaran turbin setelah ditambahkan pengganggu berupa silinder sirkular dengan diameter 30 mm ($d/D=0,5$) pada sisi upstream *returning blade* turbin angin Savonius sebagai fungsi dari jarak pusat silinder pengganggu terhadap pusat *returning blade* turbin (S/D). Pengujian dilakukan dengan variasi jarak antara pusat silinder pengganggu dengan pusat *returning blade* turbin angin Savonius (S/D) antara 1,35 hingga 2,2. Berdasarkan grafik diatas, pada jarak S/D yang sama,

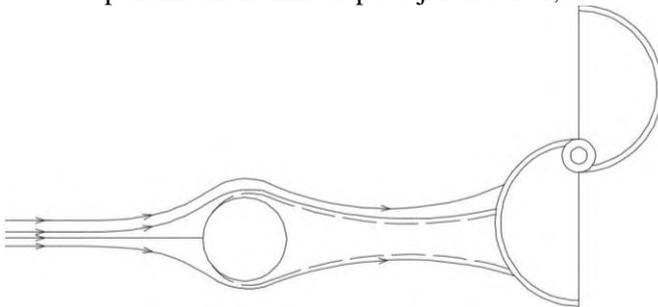
putaran tubin angin Savonius meningkat seiring dengan meningkatnya *Reynolds number*. Pada pengujian ini putaran tertinggi dicapai oleh *Reynolds number* 9×10^4 dan putaran terendah dicapai oleh *Reynolds number* 6×10^4 . Hal ini dikarenakan bahwa seiring dengan meningkatnya kecepatan aliran yang menghantam sudu turbin, yang ditandai dengan meningkatnya bilangan Reynolds, maka putaran turbin juga akan meningkat. Pada masing masing bilangan Reynolds tersebut, putaran tertinggi dihasilkan pada jarak S/D 1,5 dengan nilai putaran sebesar 1033,3 rpm pada bilangan Reynolds 6×10^4 , 1389,9 rpm pada bilangan Reynolds $7,5 \times 10^4$ dan 1775,2 rpm pada bilangan Reynolds 9×10^4 .

Berdasarkan hasil pengujian pada gambar 4.4 diatas, grafik menunjukkan trendline grafik meningkat pada S/D 1,35 hingga 1,5, kemudian menurun hingga jarak S/D 2,2. Putaran turbin meningkat akibat adanya silinder pengganggu yang diletakkan di depan *returning blade* turbin angin Savonius sehingga mengurangi gaya *drag* yang terjadi pada *returning blade*. Penambahan silinder pengganggu di depan *returning blade* dapat menyebabkan *free shear layer* yang terlepas dari silinder pengganggu mengenai permukaan depan *returning blade* tubin dan menyebabkan perubahan boundary layer dari laminar menjadi turbulen lebih cepat. Perubahan boundary layer menjadi turbulen diharapkan mampu melawan gaya gesek serta *adverse pressure*, karena pada aliran turbulen memiliki momentum kecepatan yang lebih besar. Sehingga akan menunda titik separasi yang terjadi dan menyebabkan daerah *wake* dibelakang *returning blade* semakin menyempit, akibatnya gaya *drag* menurun. Dengan berkurangnya gaya *drag* yang terjadi pada *returning blade*, maka selisih gaya *drag* yang terjadi pada *returning* dan *advancing blade* turbin akan semakin besar. Hal ini menyebabkan putaran yang dihasilkan dari turbin juga akan semakin meningkat. Namun selain itu, tekanan yang terdapat pada sisi sisi *returning blade* juga akan mempengaruhi selisih gaya *drag* yang terjadi pada turbin. Selisih gaya *drag* yang terjadi antara *returning* dan

advancing blade akan semakin menurun dengan meningkatnya jarak S/D , karena tekanan yang terdapat pada bagian depan *returning blade* juga akan semakin meningkat. Oleh karena itu, putaran yang dihasilkan turbin pada jarak S/D 1,5 hingga 2,2 semakin menurun. Ilustrasi aliran pada Turbin Angin Savonius dengan penambahan silinder di depan *returning blade* dapat dilihat pada gambar 4.5 dibawah ini.

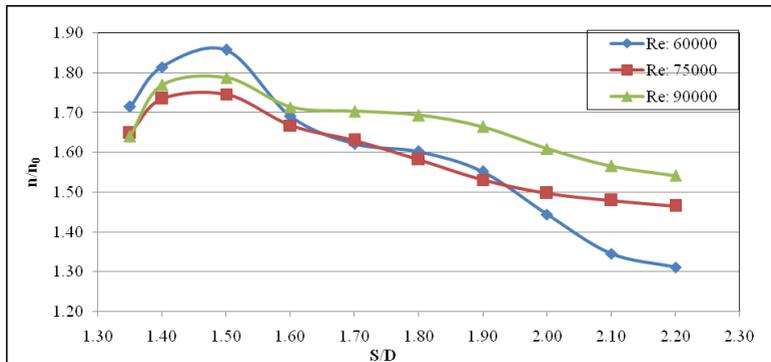


(a) Ilustrasi aliran pada turbin Angin Savonius dengan penambahan silinder pada jarak S/D 1,5.



(b) Ilustrasi aliran pada turbin Angin Savonius dengan penambahan silinder pada jarak S/D 2,0.

Gambar 4.5 Ilustrasi aliran pada turbin angin Savonius berpengganggu

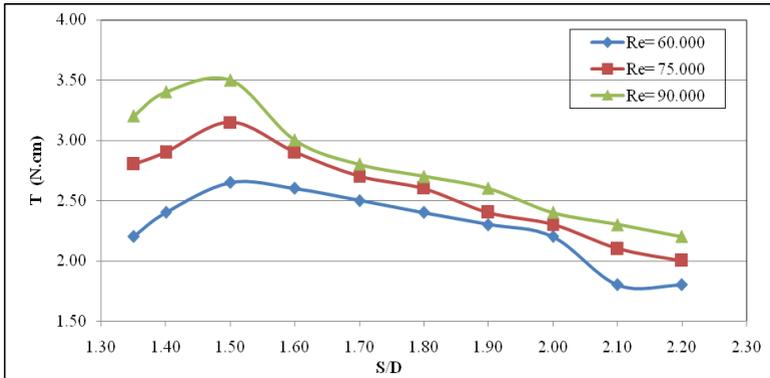


Gambar 4.6 Grafik nilai perbandingan putaran turbin berpengganggu terhadap putaran turbin tanpa pengganggu (n/n_0) sebagai fungsi jarak S/D

Gambar 4.6 menunjukkan pengaruh penambahan pengganggu di depan *returning blade* terhadap putaran yang dihasilkan turbin. Grafik menunjukkan variasi jarak antar pusat silinder dengan pusat *returning blade* (S/D) terhadap perbandingan antara putaran yang dihasilkan turbin berpengganggu dengan besar putaran turbin tanpa pengganggu (n/n_0). Pada jarak 1,35 hingga 1,5, perbandingan putaran tertinggi didapatkan pada *Reynolds number* 6×10^4 , sedangkan perbandingan putaran terendah didapatkan pada *Reynolds number* $7,5 \times 10^4$. Pada jarak S/D 1,5 hingga 2,2, perbandingan putaran pada *Reynolds number* 6×10^4 mengalami penurunan yang sangat drastis. Pada *Reynolds number* 6×10^4 , terlihat bahwa pada jarak S/D 1,35 hingga jarak S/D 1,5 putaran turbin berpengganggu yang dihasilkan sangat tinggi dibandingkan dengan apabila tanpa menggunakan pengganggu. Hal ini dapat terjadi akibat adanya penundaan titik separasi pada *returning blade* turbin berpengganggu sehingga daerah wake yang terjadi di bagian belakang sudu turbin semakin menyempit, akibatnya tekanan di depan *returning blade* juga akan turun dibandingkan dengan tekanan di daerah belakang *returning blade* yang tetap. Tekanan

di depan *returning blade* ini nantinya akan semakin meningkat akibat bertambahnya rasio jarak S/D, yang menyebabkan putaran turbin semakin menurun akibat menurunnya selisih gaya drag yang terjadi pada sudu sudu turbin seperti yang terlihat pada jarak S/D 1,5 hingga 2,2. Pada grafik terlihat bahwa pada seluruh *Reynolds number*, nilai perbandingan putaran (n/n_0) diatas 1. Hal ini menunjukkan adanya pengaruh penambahan silinder pengganggu di depan *returning blade* turbin angin Savonius terhadap putaran yang dihasilkan oleh tubin.

4.3.2 Analisa pengaruh jarak antara silinder pengganggu dengan Turbin Angin Savonius (S/D) terhadap torsi statis yang dihasilkan oleh turbin



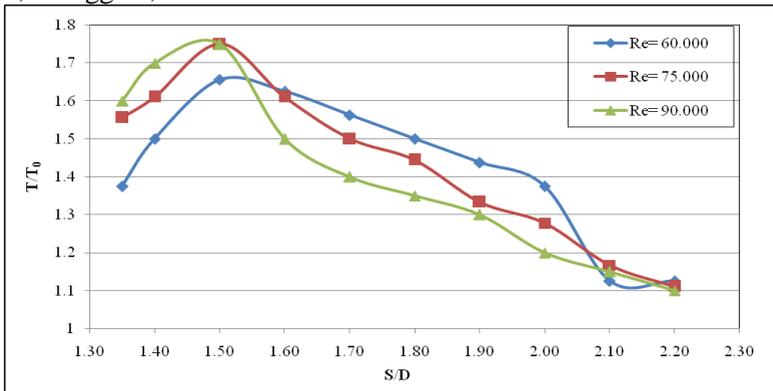
Gambar 4.7 Grafik nilai torsi statis yang dihasilkan turbin berpengganggu (T) sebagai fungsi jarak S/D

Gambar 4.7 menunjukkan trend line grafik torsi statis (T) sebagai fungsi jarak S/D pada *Reynolds number* 6×10^4 , $7,5 \times 10^4$, dan 9×10^4 . Torsi statis merupakan torsi yang dihasilkan turbin, yang diukur pada saat turbin ditahan untuk tidak berputar. Pengujian dilakukan pada variasi jarak antara pusat silinder pengganggu dengan pusat *returning blade* turbin angin Savonius (S/D) 1,35 hingga 2,2. Pada grafik terlihat bahwa pada jarak yang sama, torsi statis tertinggi dicapai oleh *Reynolds number* 9×10^4

dan torsi statis terendah dicapai oleh *Reynolds number* 6×10^4 . Adanya perbedaan penampang antara sisi *returning* dan *advancing* blade, menyebabkan terdapat selisih gaya *drag* yang terjadi pada turbin. Seiring dengan meningkatnya kecepatan yang menabrak sudu-sudu turbin yang ditandai dengan meningkatnya bilangan Reynolds, maka selisih gaya *drag* yang diterima turbin angin Savonius juga semakin meningkat. Gaya *drag* yang bekerja pada blade turbin angin Savonius memiliki titik pusat gaya dengan jarak tertentu terhadap poros sehingga menghasilkan torsi. Dengan kata lain, seiring dengan meningkatnya selisih gaya *drag*, maka torsi yang dihasilkan oleh turbin juga semakin tinggi. Pada masing masing *Reynolds number* tersebut, torsi statis memiliki trend line yang sama yaitu meningkat pada jarak S/D 1,35 hingga 1,5 kemudian menurun hingga jarak S/D 2,2. Pada pengujian ini, torsi statis tertinggi yang dihasilkan pada seluruh *Reynolds number* diperoleh pada saat S/D 1,5 yaitu sebesar 2,65 Ncm pada Reynolds 6×10^4 , 3,15 Ncm pada Reynolds $7,5 \times 10^4$, dan 3,5 Ncm pada Reynolds 9×10^4 .

Berdasarkan grafik pada gambar 4.7 diatas, menunjukkan trendline grafik meningkat pada S/D 1,35 hingga 1,5, kemudian menurun hingga jarak S/D 2,2. Torsi statis turbin meningkat akibat adanya silinder pengganggu yang diletakkan di depan *returning blade* turbin angin Savonius sehingga mengurangi gaya *drag* yang terjadi pada *returning blade*. Penambahan silinder pengganggu di depan *returning blade* dapat menyebabkan *free shear layer* yang terlepas dari silinder pengganggu mengenai bagian depan *returning blade* turbin dan menyebabkan perubahan boundary layer dari laminar menjadi turbulen lebih cepat. Perubahan boundary layer menjadi turbulen diharapkan mampu melawan gaya gesek serta *adverse pressure*, karena pada aliran turbulen memiliki momentum kecepatan yang cukup besar. Sehingga akan menunda titik separasi yang terjadi dan menyebabkan daerah *wake* dibelakang *returning blade* semakin menyempit, akibatnya gaya *drag* menurun. Dengan berkurangnya gaya *drag* yang terjadi pada *returning blade*, maka selisih gaya

drag yang terjadi pada *returning* dan *advancing* blade turbin akan semakin besar. Gaya *drag* yang bekerja pada blade turbin angin Savonius memiliki titik pusat gaya dengan jarak tertentu terhadap poros sehingga menghasilkan torsi. Dengan kata lain, seiring dengan meningkatnya selisih gaya *drag*, maka torsi yang dihasilkan oleh turbin juga semakin tinggi. Namun selain itu, tekanan yang terdapat pada sisi sisi *returning blade* juga akan mempengaruhi selisih gaya *drag* yang terjadi pada turbin. Selisih gaya *drag* yang terjadi antara *returning* dan *advancing blade* akan semakin menurun dengan meningkatnya jarak S/D, karena tekanan yang terdapat pada bagian depan *returning blade* akan semakin meningkat. Dengan menurunnya selisih gaya *drag*, maka torsi statis yang dihasilkan turbin juga akan semakin menurun. Oleh karena itu, torsi statis yang dihasilkan turbin pada jarak S/D 1,5 hingga 2,2 semakin menurun.

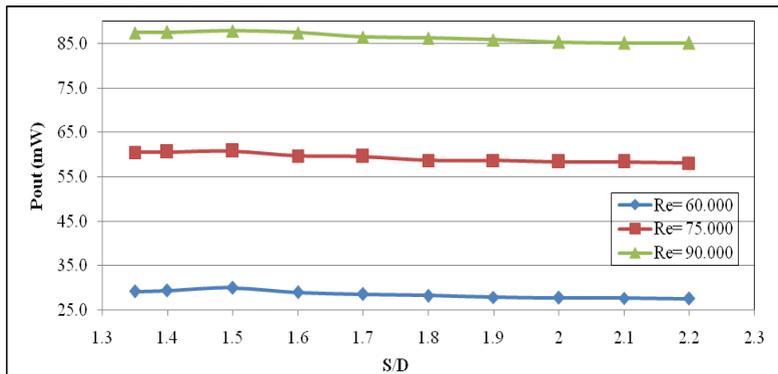


Gambar 4.8 Grafik nilai perbandingan torsi statis yang dihasilkan turbin berpengganggu terhadap torsi statis turbin tanpa pengganggu (T/T_0) sebagai fungsi jarak S/D

Pada gambar 4.8, dapat dilihat bahwa penambahan silinder pengganggu di depan *returning blade* turbin Savonius menyebabkan peningkatan nilai torsi statis dibandingkan tanpa menggunakan silinder pengganggu. Hal ini ditandai dengan besarnya nilai perbandingan torsi statis (T/T_0) lebih besar dari 1,

pada seluruh harga *Reynolds numbers*. Pada jarak S/D 1,5, peningkatan torsi statis pada Reynolds 6×10^4 adalah sebesar 165% dibandingkan tanpa silinder pengganggu, sedangkan pada Reynolds $7,5 \times 10^4$ dan 9×10^4 terjadi peningkatan torsi statis sebesar 175% dibandingkan tanpa silinder pengganggu.

4.3.3 Analisa pengaruh jarak antara silinder pengganggu dengan Turbin Angin Savonius (S/D) terhadap daya (P) yang dihasilkan oleh turbin



Gambar 4.9 Grafik nilai daya yang dihasilkan turbin angin Savonius berpengganggu (P) sebagai fungsi jarak S/D

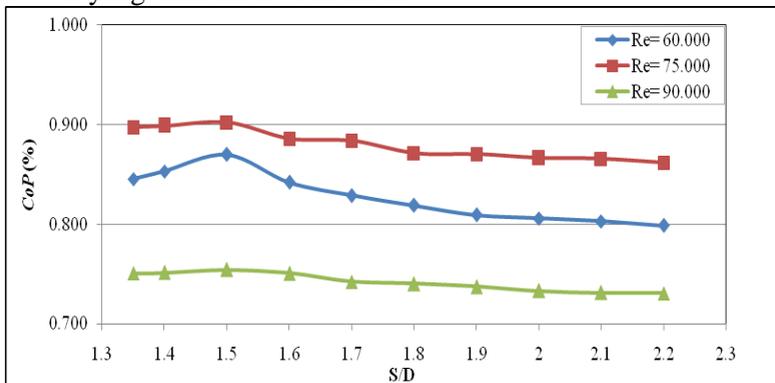
Gambar 4.9 menunjukkan grafik daya yang dihasilkan oleh turbin setelah ditambahkan pengganggu berupa silinder sirkular pada sisi upstream *returning blade* turbin angin Savonius. Pengujian dilakukan dengan variasi jarak antara pusat silinder pengganggu dengan pusat *returning blade* turbin angin Savonius (S/D) antara 1,35 hingga 2,2. Perhitungan daya yang dihasilkan oleh turbin angin Savonius didapatkan dari pengukuran voltase (V) dan arus (I) yang diukur pada generator listrik yang diberi beban berupa rangkaian lampu. Berdasarkan grafik diatas, pada jarak S/D yang sama, daya yang dihasilkan oleh tubin angin Savonius meningkat seiring dengan meningkatnya *Reynolds number*. Pada pengujian ini daya *output* tertinggi dicapai oleh

Reynolds number 9×10^4 dan daya *output* terendah dicapai oleh *Reynolds number* 6×10^4 . Hal ini dikarenakan bahwa seiring dengan meningkatnya kecepatan aliran yang menghantam sudu turbin, dengan ditandai dengan meningkatnya bilangan Reynolds, maka daya yang dihasilkan oleh turbin juga akan meningkat. Pada masing masing bilangan Reynolds tersebut, daya *output* tertinggi dihasilkan pada jarak S/D 1,5 dengan nilai daya *output* sebesar 30 mW pada bilangan Reynolds 6×10^4 , 60,8 mW pada bilangan Reynolds $7,5 \times 10^4$ dan 87,9 mW pada bilangan Reynolds 9×10^4 .

Berdasarkan hasil pengujian pada gambar 4.9 diatas, grafik menunjukkan trendline grafik meningkat pada S/D 1,35 hingga 1,5, kemudian menurun hingga jarak S/D 2,2. Pada jarak S/D 1,35 hingga 1,5, daya yang dihasilkan oleh turbin meningkat akibat adanya silinder pengganggu yang diletakkan di depan *returning blade* turbin angin Savonius sehingga mengurangi gaya *drag* yang terjadi pada *returning blade*. Penambahan silinder pengganggu di depan *returning blade* dapat menyebabkan *free shear layer* yang terlepas dari silinder pengganggu mengenai bagian depan *returning blade* tubin dan menyebabkan perubahan boundary layer dari laminar menjadi turbulen lebih cepat. Perubahan boundary layer menjadi turbulen diharapkan mampu melawan gaya gesek serta *adverse pressure gradient*, karena pada aliran turbulen memiliki momentum kecepatan yang cukup besar. Sehingga akan menunda titik separasi yang terjadi dan menyebabkan daerah *wake* dibelakang *returning blade* semakin menyempit, akibatnya gaya *drag* menurun. Dengan berkurangnya gaya *drag* yang terjadi pada *returning blade*, maka selisih gaya *drag* yang terjadi pada *returning* dan *advancing* blade turbin akan semakin besar. Hal ini menyebabkan daya yang dihasilkan dari turbin juga akan semakin meningkat. Namun selain itu, tekanan yang terdapat pada sisi sisi *returning blade* juga akan mempengaruhi selisih gaya *drag* yang terjadi pada turbin. Selisih gaya *drag* yang terjadi antara *returning* dan *advancing blade* akan semakin menurun dengan meningkatnya jarak S/D, karena tekanan yang terdapat pada bagian depan *returning blade* juga

akan semakin meningkat. Oleh karena itu, daya yang dihasilkan turbing pada jarak S/D 1,5 hingga 2,2 semakin menurun.

4.3.4 Analisa pengaruh jarak antara silinder pengganggu dengan Turbin Angin Savonius (S/D) terhadap *Coefficient of Power* yang dihasilkan oleh turbin



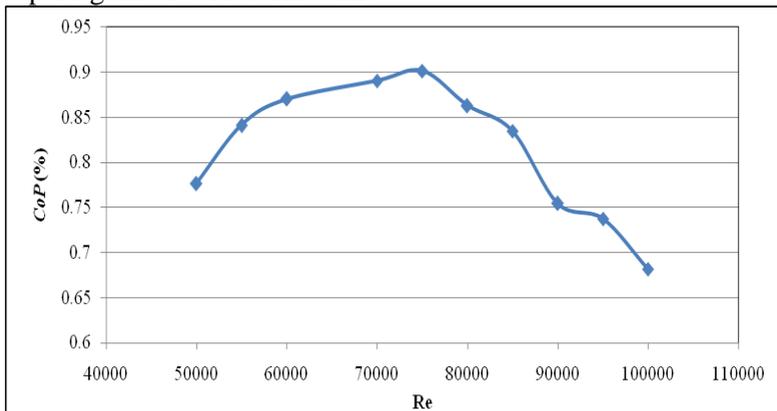
Gambar 4.10 Grafik nilai *Coefficient of Power* turbin angin Savonius berpengganggu (*CoP*) sebagai fungsi jarak S/D

Gambar 4.10 menunjukkan grafik *Coefficient of Power* (*CoP*) turbin setelah ditambahkan pengganggu berupa silinder sirkular pada sisi upstream *returning blade* turbin angin Savonius. Pengujian dilakukan dengan variasi jarak antara pusat silinder pengganggu dengan pusat *returning blade* turbin angin Savonius (S/D) antara 1,35 hingga 2,2 dan pada *Reynolds number* 6×10^4 , $7,5 \times 10^4$, dan 9×10^4 . *Coefficient of Power* merupakan rasio antara daya yang dihasilkan oleh turbin angin Savonius dengan daya input teoritis. Perhitungan daya yang dihasilkan oleh turbin angin Savonius didapatkan dari pengukuran voltase (V) dan arus (I) yang diukur pada generator listrik yang diberi beban berupa rangkaian lampu. Sedangkan daya input teoritis merupakan perhitungan dari daya aliran angin yang dapat ditangkap oleh turbin.

Berdasarkan hasil pengujian pada gambar 4.10 diatas, grafik menunjukkan trendline grafik meningkat pada S/D 1,35 hingga 1,5, kemudian menurun hingga jarak S/D 2,2. *CoP* yang dihasilkan oleh turbin meningkat akibat adanya silinder pengganggu yang diletakkan di depan *returning blade* turbin angin Savonius. Sehingga mengurangi gaya *drag* yang terjadi pada *returning blade*. Penambahan silinder pengganggu di depan *returning blade* dapat menyebabkan *free shear layer* yang terpisah pada saat mengenai silinder pengganggu, mengenai sisi-sisi samping *returning blade* turbin dan menyebabkan perubahan boundary layer dari laminar menjadi turbulen lebih cepat. Perubahan boundary layer menjadi turbulen diharapkan mampu melawan *adverse pressure gradient* karena pada aliran turbulen memiliki momentum kecepatan yang cukup besar, sehingga akan menunda titik separasi yang terjadi dan menyebabkan daerah *wake* dibelakang *returning blade* semakin menyempit, sehingga gaya *drag* menurun. Dengan berkurangnya gaya *drag* yang terjadi pada *returning blade*, maka selisih gaya *drag* yang terjadi pada *returning* dan *advancing blade* turbin akan semakin besar. Hal ini menyebabkan daya yang dihasilkan dari turbin juga akan semakin meningkat. Karena daya yang dihasilkan oleh turbin sebanding dengan *CoP*, maka dengan meningkatnya daya yang dihasilkan oleh turbin *CoP* dari turbin juga akan meningkat. Namun selain itu, tekanan yang terdapat pada sisi *returning blade* juga akan mempengaruhi selisih gaya *drag* yang terjadi pada turbin. Selisih gaya *drag* yang terjadi antara *returning* dan *advancing blade* akan semakin menurun dengan meningkatnya jarak S/D, karena tekanan yang terdapat pada bagian depan *returning blade* juga akan semakin meningkat. Oleh karena itu, *CoP* yang dihasilkan turbin pada jarak S/D 1,5 hingga 2,2 semakin menurun.

Berdasarkan gambar 4.10 diatas, pada masing masing *Reynolds number*, *CoP* tertinggi didapatkan pada jarak S/D 1,5. Pada *Reynolds number* 6×10^4 nilai *CoP* dari turbin sebesar 0,87%, pada *Reynolds number* $7,5 \times 10^4$ nilai *CoP* sebesar 0,90%, dan pada *Reynolds number* 9×10^4 nilai *CoP* turbin sebesar

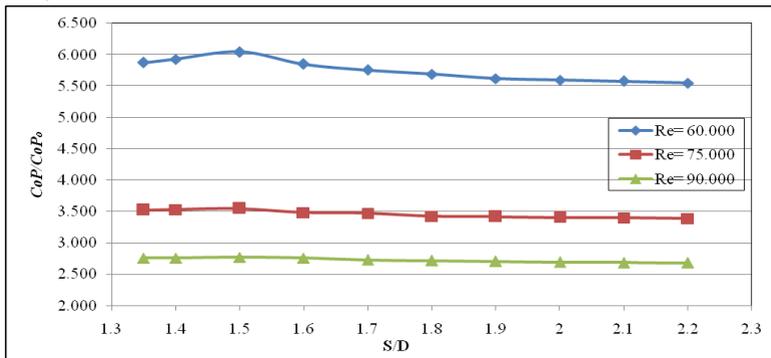
0,75%. Namun berbeda dengan hasil pengujian putaran, torsi statis maupun daya, pada jarak yang sama, *CoP* tertinggi yang dihasilkan oleh turbin angin Savonius dicapai pada saat *Reynolds number* $7,5 \times 10^4$ dan *CoP* terendah yang dihasilkan oleh turbin angin Savonius dicapai pada saat *Reynolds number* 9×10^4 . Diduga *Reynolds number* $7,5 \times 10^4$ merupakan titik optimal *Coefficient of Power* dari turbin angin Savonius dengan penambahan silinder pengganggu sirkular di depan *returning blade* turbin. Oleh karena itu, dilakukan pengujian turbin angin Savonius dengan meletakkan silinder sirkular sebagai pengganggu di depan *returning blade* turbin angin Savonius dengan jarak antar pusat (*S/D*) sebesar 1,5, dengan memvariasikan *Reynolds number* untuk mengetahui nilai *CoP* dari turbin angin Savonius. Grafik hasil pengujian ditunjukkan seperti gambar 4.11 berikut ini.



Gambar 4.11 Grafik nilai *Coefficient of Power* turbin angin Savonius berpengganggu (*CoP*) pada *S/D* 1,5 sebagai fungsi *Reynolds number* (*Re*)

Pada grafik 4.11 diatas, eksperimen dilakukan dengan variasi nilai *Reynolds number* dengan menggunakan silinder pengganggu pada jarak *S/D* 1,5. Pada jarak tersebut, performa turbin, baik putaran torsi maupun daya yang dihasilkan turbin memiliki nilai paling tinggi. Pada hasil eksperimen diatas terlihat

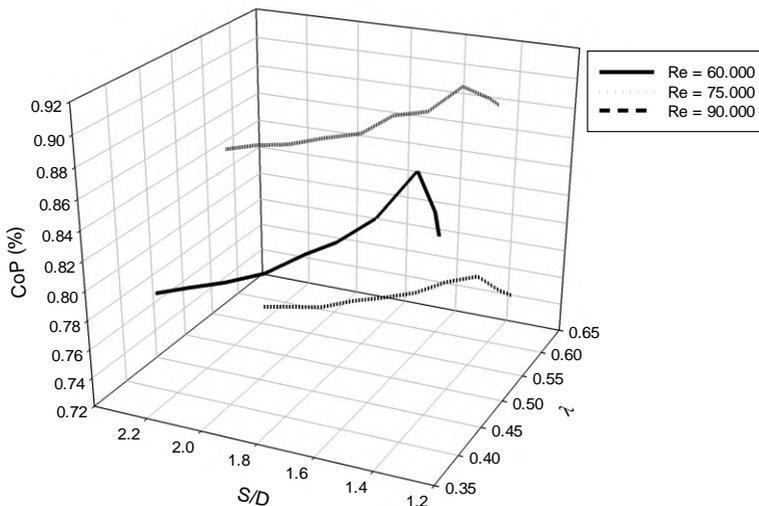
bahwa trend line dari grafik meningkat seiring dengan meningkatnya *Reynolds number*, mulai dari *Reynolds number* sebesar 5×10^4 hingga $7,5 \times 10^4$. Hal ini dapat terjadi karena kecepatan aliran akan meningkat seiring dengan meningkatnya *Reynolds number*. Namun masing-masing desain turbin memiliki titik optimal dalam pengoperasiannya dan menghasilkan *Coefficient of Power* yang tertinggi pula pada titik tersebut. Berdasarkan grafik diatas dapat diketahui bahwa *Coefficient of Power* tertinggi yang dihasilkan oleh turbin adalah pada saat *Reynolds number* $7,5 \times 10^4$ yaitu sebesar 0,9%. Kemudian *Coefficient of Power* akan mengalami penurunan hingga *Reynolds number* sebesar $Re = 9 \times 10^4$. Dari grafik diatas dapat diketahui bahwa *Reynolds number* $7,5 \times 10^4$ merupakan titik *CoP* optimal dari turbin angin Savonius. Hasil pengukuran $CoP = f(Re)$ seperti ditunjukkan pada gambar 4.11 sekaligus menguatkan hasil pengukuran sebelumnya bahwa untuk semua jarak S/D, nilai *CoP* terbesar diperoleh untuk $Re = 7,5 \times 10^4$, kemudian lebih rendah untuk $Re = 6 \times 10^4$ dan yang paling rendah untuk $Re = 9 \times 10^4$ seperti yang ditunjukkan oleh gambar 4.10.



Gambar 4.12 Grafik nilai perbandingan *Coefficient of Power* pada turbin berpengganggu terhadap *Coefficient of Power* turbin tanpa pengganggu (CoP/CoP_o) sebagai fungsi jarak S/D

Pada gambar 4.12, dapat dilihat bahwa penambahan silinder pengganggu di depan *returning blade* turbin Savonius menyebabkan peningkatan nilai *Coefficient of Power* dari turbin dibandingkan dengan tanpa menggunakan silinder pengganggu. Berbeda dengan grafik variasi jarak S/D terhadap perbandingan CoP/CoP_0 , pada grafik 4.12 di atas terlihat bahwa pada jarak yang sama, nilai perbandingan *Coefficient of Power* (CoP/CoP_0) tertinggi dicapai oleh *Reynolds number* 6×10^4 sedangkan nilai perbandingan *Coefficient of Power* (CoP/CoP_0) terendah dicapai pada *Reynolds number* 9×10^4 . Pada jarak S/D 1,5, peningkatan CoP pada Reynolds 6×10^4 adalah sebesar 600% dibandingkan tanpa silinder pengganggu, pada Reynolds $7,5 \times 10^4$ terjadi peningkatan CoP sebesar 350% dibandingkan tanpa silinder pengganggu, sedangkan pada Reynolds 9×10^4 terjadi peningkatan CoP sebesar 270% dibandingkan tanpa silinder pengganggu. Hal tersebut menandakan bahwa kenaikan daya *output* yang dihasilkan turbin *Savonius* masih sebanding dengan peningkatan energi *input* dari aliran udara. Sehingga dapat disimpulkan bahwa turbin *Savonius* masih memiliki kemampuan untuk menangkap energi *input* yang berasal dari aliran udara menjadi daya *output*. Berdasarkan hal tersebut, diketahui bahwa terdapat pengaruh adanya penambahan silinder pengganggu di depan *returning blade* turbin angin Savonius, ditandai dengan harga nilai perbandingan *Coefficient of Power* dari turbin angin lebih besar dari 1.

4.3.5 Analisa pengaruh *Tip Speed Ratio* terhadap *Coefficient of Power* yang dihasilkan oleh turbin



Gambar 4.13 Grafik nilai *Coefficient of Power* dari turbin berpengganggu (*CoP*) sebagai fungsi *Tip Speed Ratio* (λ) serta jarak antara silinder pengganggu dan returning blade turbin Savonius (S/D)

Gambar 4.13 menunjukkan grafik *Coefficient of Power* turbin setelah ditambahkan pengganggu berupa silinder sirkular pada sisi upstream *returning blade* turbin angin Savonius sebagai fungsi *Tip Speed Ratio*. Berdasarkan grafik diatas, pada masing masing *Reynolds number*, *CoP* tertinggi didapatkan pada jarak S/D 1,5. Pada *Reynolds number* 6×10^4 nilai *CoP* dari turbin sebesar 0,87%, pada *Reynolds number* $7,5 \times 10^4$ nilai *CoP* sebesar 0,90%, dan pada *Reynolds number* 9×10^4 nilai *CoP* turbin sebesar 0,75%. Namun berbeda dengan hasil pengujian putaran, torsi statis maupun daya, pada jarak yang sama, *CoP* tertinggi yang dihasilkan oleh tubin angin Savonius dicapai pada saat *Reynolds number* $7,5 \times 10^4$ dan *CoP* terendah yang dihasilkan oleh turbin angin Savonius dicapai pada saat *Reynolds number* 9

$\times 10^4$. Hal ini dikarenakan *Reynolds number* $7,5 \times 10^4$ merupakan titik optimal *Coefficient of Power* dari turbin angin Savonius dengan penambahan silinder pengganggu sirkular di depan *returning blade* turbin.

Berdasarkan hasil pengujian pada gambar 4.13 diatas, grafik menunjukkan trendline grafik meningkat pada S/D 1,35 hingga 1,5, kemudian menurun hingga jarak S/D 2,2. *CoP* yang dihasilkan oleh turbin meningkat akibat adanya silinder pengganggu yang diletakkan di depan *returning blade* turbin angin Savonius sehingga mengurangi gaya *drag* yang terjadi pada *returning blade*. Penambahan silinder pengganggu di depan *returning blade* dapat menyebabkan *free shear layer* yang terlepas dari silinder pengganggu mengenai bagian depan *returning blade* turbin dan menyebabkan perubahan boundary layer dari laminar menjadi turbulen lebih cepat. Perubahan boundary layer menjadi turbulen diharapkan mampu melawan gaya gesek serta *adverse pressure gradient*, karena pada aliran turbulen memiliki momentum kecepatan yang cukup besar. Sehingga akan menunda titik separasi yang terjadi dan menyebabkan daerah *wake* dibelakang *returning blade* semakin menyempit, akibatnya gaya *drag* menurun. Dengan berkurangnya gaya *drag* yang terjadi pada *returning blade*, maka selisih gaya *drag* yang terjadi pada *returning* dan *advancing blade* turbin akan semakin besar. Hal ini menyebabkan daya yang dihasilkan dari turbin juga akan semakin meningkat. Karena daya yang dihasilkan oleh turbin sebanding dengan *CoP*, maka dengan meningkatnya daya yang dihasilkan oleh turbin *CoP* dari turbin juga akan meningkat. Namun selain itu, tekanan yang terdapat pada sisi sisi *returning blade* juga akan mempengaruhi selisih gaya *drag* yang terjadi pada turbin. Selisih gaya *drag* yang terjadi antara *returning* dan *advancing blade* akan semakin menurun dengan meningkatnya jarak S/D, karena tekanan yang terdapat pada bagian depan *returning blade* juga akan semakin meningkat. Oleh karena itu, *CoP* yang dihasilkan turbin pada jarak S/D 1,5 hingga 2,2 semakin menurun.

LAMPIRAN

- **Data Putaran berdasarkan Jarak S/D**

S/D	n (rpm)			n/n ₀		
	Re: 60000	Re: 75000	Re: 90000	Re: 60000	Re: 75000	Re: 90000
1.35	954.26	1320.6	1629.5	1.72	1.65	1.64
1.40	1009.4	1390.1	1756.8	1.81	1.74	1.77
1.50	1033.3	1398.9	1775.2	1.86	1.75	1.79
1.60	940.87	1335.7	1702.1	1.69	1.67	1.71
1.70	902.13	1306.3	1691.3	1.62	1.63	1.70
1.80	891.16	1267.2	1681.3	1.60	1.58	1.69
1.90	863.69	1226.2	1653.2	1.55	1.53	1.66
2.00	803.57	1199.9	1598.1	1.44	1.50	1.61
2.10	748.98	1185.6	1555.4	1.35	1.48	1.57
2.20	729.49	1173.7	1530.5	1.31	1.47	1.54
n₀	556.39	801.14	993.00			

- **Data Torsi Statis berdasarkan S/D**

S/D	T (Ncm)			T/T ₀		
	Re: 60000	Re: 75000	Re: 90000	Re: 60000	Re: 75000	Re: 90000
1.35	2.20	2.80	3.20	1.38	1.56	1.60
1.40	2.40	2.90	3.40	1.50	1.61	1.70
1.50	2.65	3.15	3.50	1.66	1.75	1.75
1.60	2.60	2.90	3.00	1.63	1.61	1.50
1.70	2.50	2.70	2.80	1.56	1.50	1.40
1.80	2.40	2.60	2.70	1.50	1.44	1.35
1.90	2.30	2.40	2.60	1.44	1.33	1.30
2.00	2.20	2.30	2.40	1.38	1.28	1.20
2.10	1.80	2.10	2.30	1.13	1.17	1.15
2.20	1.80	2.00	2.20	1.13	1.11	1.10
T₀	1.60	1.80	2.00			

- **Data Daya dan *Coefficient of Power* berdasarkan Jarak S/D**

Re= 60.000		ρ (kg/m ³)	L (m)	U (m/s)	H (m)	π	R (m)		
		1.178	0.106	8.841	0.08	3.14	0.053		
S/D	V (volt)	I (A)	Power Out (W)	n dengan beban (rpm)	P in (W)	CoP	CoP (%)	λ	CoP/CoP ₀
1.35	1.52	0.0192	0.0292	703	3.4520	0.0085	0.845	0.441	5.87
1.4	1.55	0.0190	0.0295	738	3.4520	0.0085	0.853	0.463	5.93
1.5	1.54	0.0195	0.0300	776	3.4520	0.0087	0.870	0.487	6.04
1.6	1.53	0.0190	0.0291	740	3.4520	0.0084	0.842	0.464	5.85
1.7	1.49	0.0192	0.0286	708	3.4520	0.0083	0.829	0.444	5.76
1.8	1.52	0.0186	0.0283	699	3.4520	0.0082	0.819	0.439	5.69
1.9	1.51	0.0185	0.0279	665	3.4520	0.0081	0.809	0.417	5.62
2.0	1.52	0.0183	0.0278	633	3.4520	0.0081	0.806	0.397	5.60
2.1	1.49	0.0186	0.0277	612	3.4520	0.0080	0.803	0.384	5.58
2.2	1.54	0.0179	0.0276	596	3.4520	0.0080	0.799	0.374	5.55
STD	1.42	0.0035	0.0050	452	3.4520	0.0014	0.144	0.284	1

Re= 75.000		ρ (kg/m ³)	L (m)	U (m/s)	H (m)	π	R (m)		
		1.178	0.106	11.05	0.08	3.14	0.053		
S/D	V (volt)	I (A)	Power Out (W)	n dengan beban (rpm)	P in (W)	CoP	CoP (%)	λ	CoP/CoP ₀
1.35	1.52	0.0398	0.060496	1126	6.742	0.0090	0.897	0.565	3.53
1.4	1.53	0.0396	0.060588	1144	6.742	0.0090	0.899	0.574	3.53
1.5	1.54	0.0395	0.060830	1156	6.742	0.0090	0.902	0.580	3.54
1.6	1.52	0.0393	0.059736	1132	6.742	0.0089	0.886	0.568	3.48
1.7	1.52	0.0392	0.059584	1105	6.742	0.0088	0.884	0.555	3.47
1.8	1.51	0.0389	0.058739	1087	6.742	0.0087	0.871	0.546	3.42
1.9	1.52	0.0386	0.058672	1046	6.742	0.0087	0.870	0.525	3.42
2.0	1.49	0.0392	0.058408	1022	6.742	0.0087	0.866	0.513	3.40
2.1	1.52	0.0384	0.058368	998	6.742	0.0087	0.866	0.501	3.40
2.2	1.49	0.0390	0.058110	984	6.742	0.0086	0.862	0.494	3.39
STD	1.56	0.011	0.017160	648	6.742	0.0025	0.255	0.325	1

Re= 90.000		ρ (kg/m ³)	L (m)	U (m/s)	H (m)	π	R (m)		
		1.178	0.106	13.26	0.08	3.14	0.053		
S/D	V (volt)	I (A)	Power Out (W)	n dengan beban (rpm)	P in (W)	CoP	CoP (%)	λ	CoP/CoP ₀
1.35	1.54	0.0568	0.087472	1483	11.65	0.0075	0.751	0.620	2.76
1.4	1.53	0.0572	0.087516	1493	11.65	0.0075	0.751	0.625	2.76
1.5	1.51	0.0582	0.087882	1522	11.65	0.0075	0.754	0.637	2.77
1.6	1.5	0.0583	0.087450	1489	11.65	0.0075	0.751	0.623	2.76
1.7	1.52	0.0569	0.086488	1461	11.65	0.0074	0.742	0.611	2.73
1.8	1.51	0.0571	0.086221	1423	11.65	0.0074	0.740	0.595	2.72
1.9	1.52	0.0565	0.085880	1398	11.65	0.0074	0.737	0.585	2.71
2.0	1.49	0.0573	0.085377	1367	11.65	0.0073	0.733	0.572	2.69
2.1	1.51	0.0564	0.085164	1355	11.65	0.0073	0.731	0.567	2.68
2.2	1.52	0.0560	0.085120	1330	11.65	0.0073	0.731	0.556	2.68
STD	1.54	0.0206	0.031724	806	11.65	0.0027	0.272	0.337	1

- **Data Coefficient of Power berdasarkan Reynolds number**

T udara	ρ udara	μ udara	L turbin	H turbin						
C	kg/m ³	kg/m.s	m	m						
26.5	1.18	0.0000184	0.106	0.08						
Re	f (Hz)	n (rpm)	V (volt)	I (mA)	I (A)	P out (W)	U (m/s)	P in (W)	CoP	CoP (%)
50000	21.40	493.38	1.76	8.8	0.0088	0.0155	7.3601	1.9948	0.0078	0.78
55000	23.20	558.52	1.83	12.2	0.0122	0.0223	8.0961	2.6551	0.0084	0.84
60000	24.10	656.71	1.84	16.3	0.0163	0.0300	8.8321	3.4470	0.0087	0.87
70000	28.00	1095.1	1.86	26.2	0.0262	0.0487	10.3041	5.4737	0.0089	0.89
75000	30.60	1232.6	1.89	32.1	0.0321	0.0607	11.0401	6.7324	0.0090	0.90
80000	32.75	1372.3	1.90	37.1	0.0371	0.0705	11.7761	8.1707	0.0086	0.86
85000	34.50	1485.8	1.92	42.6	0.0426	0.0818	12.5122	9.8004	0.0083	0.83
90000	36.00	1584.8	1.92	45.7	0.0457	0.0877	13.2482	11.6336	0.0075	0.75
95000	38.30	1680.8	1.94	52.0	0.0520	0.1009	13.9842	13.6823	0.0074	0.74
100000	40.25	1813.0	1.95	55.8	0.0558	0.1088	14.7202	15.9583	0.0068	0.68

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari hasil penelitian yang dilakukan terhadap turbin Savonius, terbukti bahwa penempatan silinder pengganggu berukuran $d/D = 0,5$ di depan *returning blade* turbin pada jarak $1,35 \leq S/D \leq 2,2$ dan pada Reynolds number 6×10^4 , $7,5 \times 10^4$ dan 9×10^4 mampu meningkatkan performa turbin bila dibandingkan dengan tanpa menggunakan pengganggu, dengan hasil sebagai berikut:

1. Pada jarak antara pusat silinder pengganggu dengan pusat *returning blade* turbin angin Savonius (S/D) sebesar 1,5, didapatkan nilai putaran tertinggi yang dihasilkan turbin yaitu sebesar 1033,3 rpm untuk bilangan Reynolds 6×10^4 , 1398,9 rpm untuk bilangan Reynolds $7,5 \times 10^4$, dan 1775,2 untuk bilangan Reynolds 9×10^4 . Peningkatan putaran terbesar adalah saat bilangan Reynolds 60.000 dan variasi jarak S/D 1,5 yaitu sebesar 1,86 kali lebih tinggi dibandingkan dengan putaran tanpa silinder pengganggu.
2. Pada jarak antara pusat silinder pengganggu dengan pusat *returning blade* turbin angin Savonius (S/D) sebesar 1,5, didapatkan nilai torsi statis tertinggi yang dihasilkan turbin yaitu sebesar 2,65 Ncm pada bilangan Reynolds 6×10^4 , 3,15 Ncm pada bilangan Reynolds $7,5 \times 10^4$, dan 3,5 Ncm pada bilangan Reynolds 9×10^4 . Peningkatan torsi statis terbesar adalah saat bilangan Reynolds $7,5 \times 10^4$ dan 9×10^4 serta variasi jarak S/D 1,5, yaitu sebesar 1,75 kali lebih tinggi jika dibandingkan dengan torsi statis yang dihasilkan oleh turbin tanpa pengganggu.
3. Nilai *Coefficient of Power* (CoP) tertinggi bernilai 0,9%, yaitu pada saat variasi jarak S/D 1,5 dan bilangan Reynolds $7,5 \times 10^4$. Sedangkan peningkatan CoP terbesar adalah saat Bilangan Reynolds 6×10^4 , yaitu sebesar 6 kali lebih tinggi

dibandingkan dengan CoP yang dihasilkan oleh turbin tanpa pengganggu.

5.2 Saran

1. *Cross sectional area* dari turbin angin Savonius terlalu besar jika dibandingkan dengan *cross sectional area* dari *wind tunnel*, sehingga menyebabkan *blockage effect* yaitu kondisi dimana aliran udara pada *wind tunnel* sebagian besar terhalang oleh benda uji. Oleh karena itu, pengujian tidak dapat diasumsikan murni sebagai aliran eksternal, sehingga perlu dilakukan penelitian ulang pada *wind tunnel* yang lebih besar atau mengubah dimensi turbin angin Savonius dengan ukuran yang lebih kecil.
2. Peningkatan nilai CoP paling tinggi pada turbin angin Savonius adalah pada saat menggunakan *Reynolds number* sebesar 60.000 yaitu sebesar 600% dibandingkan dengan tanpa menggunakan silinder pengganggu. Oleh karena itu disarankan pada penelitian selanjutnya untuk menggunakan *Reynolds number* pada range tersebut.

DAFTAR PUSTAKA

- Altan, B.D., Atılğan, M., dan Ozdamar, A. 2008. "An experimental study on improvement of a Savonius rotor performance with curtaining". **Experimental Thermal and Fluid Science** 32 (2008) 1673–1678.
- Burton Tony, Sharpe David, Jenkins Nick, dan Bossanyi Ervin. 2001. "**Wind Energy Handbook**". West Sussex: John Willey & Sons Ltd.
- Fox R.W., McDonald A.T., dan Pritchard P.J. 2011. "**Introduction to Fluid Mechanics 8th editions**". New York City: John Willey & Sons Inc.
- Hemami, Ahmad. 2012. "**Wind Turbine Technology**". New York City: Cengage Learning.
- Hoerner, S. F. 1965. "**Fluid Dynamic Drag theoretical, experimental and statistical information**". Bakersfield: Hoerner Fluid Dynamics.
- Mohamed, M.H., Janiga, G., Pap, E., dan Thévenin, D. 2010. "Optimization of Savonius turbines using an obstacle shielding the returning blade". **Renewable Energy** 35 (2010) 2618-2626.
- Pudjanarsa, A. dan Sasongko, H. 2012. "Oil Streak Visualization of Fluid Flow over Single D-Type Cylinder". **World Journal of Mechanics**, Vol.2, 2012. pp. 197-202.
- Saha, U.K., Thotla, S., dan Maity, D. 2008. "Optimum design configuration of Savonius rotor through wind tunnel experiments". **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics** 96 (2008) 1359– 1375.
- Sheldahl, R.E., Blackwell, B.F., and Feltz, L.V. 1978. "Wind tunnel performance data for two and three-buckets Savonius rotors", **Journal of Energy**, Vol. 2, 1978. pp. 160-164.
- Sudahra. 2015. **Studi Eksperimen Karakteristik Aliran Melintasi Silinder Sirkular Yang Diberi Pengganggu Berbentuk Prisma Segitiga Sama Sisi Dan Prisma**

Segiempat Sama Sisi “Studi Kasus Untuk Jarak S/D = 0,6-0,85”. Tugas Akhir Teknik Mesin ITS: Surabaya.

- Triyogi, Y., Suprayogi, D., dan Spirda, E. 2009. “Reducing the drag on a circular cylinder by upstream installation of an I-type bluff body as passive control”. **Journal of Mechanical Engineering Science** 203-210 (2009) 2291-2296.
- Tsutsui, T dan Igarashi, T. 2002. “Drag Reduction on Circular Cylinder in an Air-Stream”. **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamic** 90 (2002) 527–541.
- Wang, Y., Yan, Z., dan Wang, H. 2013. “Numerical simulation of low-Reynolds number flows past two tandem cylinders of different diameters”. **Journal of Water Science and Engineering** 6(4) 433-445.

BIODATA PENULIS



Rizki Maghfira dilahirkan di Kota Malang pada tanggal 17 Februari 1994. Penulis menempuh pendidikan di SD Negeri Bedali 1 Lawang, SMP Negeri 1 Singosari, dan kemudian SMA Negeri 1 Malang. Pada tahun 2012, penulis melanjutkan ke perguruan tinggi negeri, tepatnya menjadi mahasiswa di Jurusan Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya. Saat ini penulis menjadi anggota aktif laboratorium Mekanika dan Mesin Fluida, serta laboratorium Perpindahan Panas.

Selama perkuliahan, penulis aktif menjadi Asisten Praktikum Perpindahan Panas dan Asisten Praktikum Mesin Fluida Incompressible. Penulis juga terlibat aktif dalam kegiatan organisasi kampus, tercatat sebagai pengurus Himpunan Mahasiswa Mesin ITS periode 2013/2014, pengurus Keputrian LDJ Ash-Shaff periode 2013/2014, menjabat sebagai Kepala Divisi di Keputrian LDJ Ash-Shaff, serta menjabat sebagai Sekretaris Dep. Pengembangan Sumber daya Mahasiswa. Apabila terdapat kritik maupun saran, dapat menghubungi penulis melalui e-mail dengan alamat firarizki@gmail.com.