



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

TUGAS AKHIR-TM184835

STUDI EKSPERIMEN PENINGKATAN KINERJA TURBIN ANGIN SAVONIUS DENGAN PENEMPATAN SILINDER SIRKULAR DIDEPAN RETURNING BLADE TURBIN

“Studi Kasus untuk Ukuran Silinder Pengganggu $d/D = 0,5$; $y/D = 0,5$; $S/D = 2,6$ pada Kecepatan Angin = 3,8; 4,4; 5; 6; 7; 8; dan 9 m/s”

AFIYAH SHUHUFAM .M
NRP. 0211164000019

Dosen Pembimbing
Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI DAN REKAYASA SISTEM
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA - 2020



TUGAS AKHIR-TM184835

**STUDI EKSPERIMEN PENINGKATAN KINERJA
TURBIN ANGIN SAVONIUS DENGAN PENEMPATAN
SILINDER SIRKULAR DIDEPAN RETURNING BLADE
TURBIN**

“Studi Kasus untuk Ukuran Silinder Pengganggu $d/D = 0,5$; $y/D = 0,5$; $S/D = 2,6$ pada Kecepatan Angin = 3,8; 4,4; 5; 6; 7; 8; dan 9 m/s”

AFIYAH SHUHUFAM .M
NRP. 02111640000019

Dosen Pembimbing
Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI DAN REKAYASA
SISTEM
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA - 2020



FINAL PROJECT-TM184835

**EXPERIMENTAL STUDIES ON THE EFFECT OF
DISTURBANCE CYLINDER AGAINST TO THE
PERFORMANCE OF SAVONIUS WIND TURBINE**

“Case Study for Comparison $d/D = 0,5$; $y/D = 0,5$; $S/D = 2,6$; Wind
Velocity = 3,8; 4,4; 5; 6; 7; 8; and 9m/s”

AFIYAH SHUHUFAM .M
NRP. 0211154000019

Adviser
Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA

DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY AND
SYSTEM ENGINEERING
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
SURABAYA - 2020

**STUDI EKSPERIMEN PENINGKATAN KINERJA
TURBIN ANGIN SAVONIUS DENGAN PENEMPATAN
SILINDER SIRKULAR DIDEPAN *RETURNING BLADE*
TURBIN**

“Studi kasus untuk Ukuran Silinder Pengganggu $d/D = 0,5$; $y/D = 0,5$; $S/D = 2,6$; dengan Kecepatan Angin = 3,8; 4,4; 5; 6; 7; 8; dan 9m/s”

Nama : Afiyah Shuhufam .M
NRP : 0211164000019
Departemen : Teknik Mesin ITS
Dosen Pembimbing : Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA

ABSTRAK

Konsumsi energi final masih didominasi dari pemanfaatan bahan bakar minyak berdasarkan buku Handbook of Economic and Energi Statistic of Indonesia (HEESI) pada tahun 2016, dimana ini jelas menunjukkan ketergantungan terhadap energi fosil. Salah satu energi yang dapat dimanfaatkan pada saat ini adalah energi angin. Indonesia memiliki potensi energi angin sebesar 970 MW, dengan kondisi angin sekitar 3-6 m/s. Untuk memanfaatkan potensi energi dari angin tersebut, maka diperlukan turbin angin yang dapat menerima gaya dari angin dan kemudian diteruskan menuju generator dan menghasilkan energi listrik. Dengan kondisi angin tersebut, maka turbin angin yang cocok dan bisa digunakan di Indonesia adalah jenis turbin angin sumbu vertikal tipe Savonius. Tujuan dari Eksperimen ini adalah meningkatkan performa turbin Savonius dengan meletakkan silinder pengganggu di depan *returning blade*.

Studi eksperimen yang dilakukan menggunakan turbin angin Savonius yang memiliki dua sudu dengan dimensi yaitu diameter sudu turbin (D) sebesar 167 mm, tinggi (H) sebesar 298 mm, dan diameter poros (b) sebesar 19 mm. Penelitian ini menggunakan pengganggu yang berbentuk silinder dengan diameter (d) sebesar 83 mm dan tinggi (L) sebesar 309 mm.

Pengganggu tersebut diletakkan di depan *returning blade* untuk mengurangi gaya *drag* pada sisi *returning* turbin angin Savonius. Sumber angin yang digunakan berasal dari *axial fan* yang dibantu oleh *honeycomb* di depannya agar aliran udara yang mengalir seragam. Untuk mengatur kecepatan *axial fan* menggunakan *voltage regulator*. Penelitian ini menggunakan rasio diameter pengganggu terhadap diameter sudu turbin d/D sebesar 0,5 dengan variasi jarak dari titik pusat turbin sampai titik pusat silinder pengganggu terhadap diameter turbin $S/D = 2,6$ dan variasi kecepatan angin = 3,8; 4,4; 5; 6; 7; 8; dan $9\frac{m}{s}$. Untuk mengukur kecepatan angin menggunakan anemometer, untuk mengukur torsi dinamis menggunakan *brake dynamometer*, untuk mengukur torsi statis menggunakan torsi meter dan untuk mengukur putaran turbin menggunakan tachometer.

Hasil yang didapatkan dari penelitian ini adalah, bahwa turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu berukuran $d/D=0,5$ di depan *returning blade* pada posisi $S/D = 2,6$ pada bilangan *Reynolds* $9,6 \times 10^4$ yang paling efektif meningkatkan performa turbin. Hal ini dibuktikan dengan meningkatnya nilai *Coefficient of Power* maksimum (CoP_{Max}) dan *Coefficient of Moment* maksimum (Cm_{Max}) dibandingkan dengan Turbin *Savonius* tanpa pengganggu yaitu masing-masing sebesar 6,2% dari 0,065 menjadi 0,069 dan 38,14% dari 0,1379 menjadi 0,1905. Selain itu, penempatan silinder pengganggu yang diletakkan di depan *returning blade* turbin angin Savonius pada posisi $S/D = 2,6$ pada bilangan *Reynolds* $7,4 \times 10^4$; $8,6 \times 10^4$; $9,6 \times 10^4$; $11,7 \times 10^4$; $13,6 \times 10^4$; $15,5 \times 10^4$; dan $17,5 \times 10^4$ mampu meningkatkan kemampuan self starting dibuktikan dengan nilai koefisien torsi statis yang positif pada turbin angin Savonius berpengganggu terjadi lebih banyak sudut dibandingkan dengan turbin angin Savonius tanpa pengganggu.

Kata Kunci: Turbin angin Savonius, Silinder sirkular, *Coefficient of Power*

***EXPERIMENTAL STUDIES ON THE EFFECT OF
DISTURBANCE CYLINDER AGAINST TO THE
PERFORMANCE OF SAVONIUS WIND TURBINE***

*“Case Study for Comparison $d/D = 0,5$; $y/D = 0,5$; $S/D = 2,0$;
 $2,2$; $2,4$; $2,6$; and $2,8$; Reynolds number = 96.000, 134.000,
dan 173.000”*

Name : Afiyah Shuhufam .M
NRP : 02111640000019
Department : Teknik Mesin ITS
Advisor : Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA

ABSTRACT

Final energy consumption is still dominated by the use of fuel oil based on the Handbook of Economic and Energy Statistics of Indonesia (HEESI) in 2016, where this clearly shows the dependence on fossil energy. One of the energies that can be utilized at this time is wind energy. Indonesia has wind energy potential of 970 MW, with wind conditions around 3-6 m/s. To exploit the potential energy from the wind, a suitable wind turbine must be able to receive the energy from the wind. The energy resulted then passed to the generator and produced electrical energy. The wind turbine that is suitable for the weather in Indonesia and can be used in Indonesia is a vertical axis wind turbine Savonius type. This experiment aims to improve the performance of the Savonius turbine by placing a throttle cylinder in front of the *returning blade*.

Experimental studies conducted using Savonius wind turbines which have two blades with dimensions: turbine blade diameter (D) of 167 mm, height (H) of 298 mm, and shaft diameter (b) of 19 mm. This study uses a cylindrical bulb with a diameter (d) of 83 mm and height (L) of 309 mm. The intruder is placed in front of the *returning blade* to reduce the drag force on the returning side of the Savonius wind turbine. The wind source used comes from the axial fan, which is

assisted by a honeycomb in front of it so that the flow of air that flows uniformly. To regulate the axial fan speed using a voltage regulator. This study uses the ratio of the diameter of the intruder to the diameter of the turbine blade d/D of 0.5 with variations in the distance from the centre of the turbine to the centre of the bully cylinder to the diameter of the turbine $S/D = 2.6$ and variations in wind speed = 3.8; 4.4; 5; 6; 7; 8; and 9m/s. An anemometer is used to measure the wind speed, and to measure dynamic torque using a brake dynamometer, to measure static torque using a torque meter and to measure turbine rotation using a tachometer.

The results obtained from this study show that the Savonius wind turbine with a disturbance cylinder with a diameter ratio of $d/D = 0.5$ in front of the *returning blade* at position $S/D = 2.6$ at the *Reynolds* number 9.6×10^4 is the most effective to improve turbine performance. It is showed by the increase in the maximum *Coefficient of Power* (CoP_{Max}) and maximum *Coefficient of Moment* (Cm_{Max}) compared to Turbine Savonius without disturbance, each by 6.19% from 0.0646 to 0.0686 and 38.14% of 0.1379 to 0.1905. In needed addition, the placement of the disturbance cylinder placed in front of the returning blade of the Savonius wind turbine in the position of $S/D = 2.6$ at the *Reynolds* number 7.4×10^4 ; 8.6×10^4 ; 9.6×10^4 ; 11.7×10^4 ; 13.6×10^4 ; 15.5×10^4 ; and 17.5×10^4 able to increase the enhanced ability of self-starting as evidenced by the positive static torque value in the Savonius wind turbine which has disturbed angle more than the Savonius wind turbine without disturbing.

Keywords: Savonius wind turbine, circular cylinder, *Coefficient of Power*

HALAMAN PENGESAHAN

STUDI EKSPERIMEN PENINGKATAN KINERJA TURBIN ANGIN SAVONIUS DENGAN PENEMPATAN SILINDER SIRKULAR DIDEPAN RETURNING BLADE TURBIN

“Studi kasus untuk Ukuran Silinder Pengganggu $d/D = 0,5$; $y/D = 0,5$; $S/D = 2,6$; dengan Kecepatan Angin = 3,8; 4,4; 5; 6; 7; 8; dan 9m/s”

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
Program Studi S-1 Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

Afiyah Shuhufam .M
NRP. 0211164000019

Disetujui oleh:

1. Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, (Pembimbing)
DEA
NIP. 196001291987011001
2. Prof. Ir. Sutardi, M.Eng. Ph.D. (Penguji I)
NIP. 196412281990031002
3. Vivien Suphandani, S.T. M.E. (Penguji II)
Ph.D.
NIP. 198105292003122001
4. Nur Ikhwan, S.T., M.Eng. (Penguji III)
NIP. 196709151995121001

SURABAYA
AGUSTUS, 2020

KATA PENGANTAR

Puji dan syukur kepada Allah SWT atas rahmat dan petunjuk sehingga Tugas Akhir yang berjudul Studi Eksperimental Pengaruh Silinder Pengganggu Terhadap Performa Turbin Angin Tipe Savonius “Studi Kasus $d/D = 0,5$; Jarak $y/D = 0,5$; pada Kecepatan Angin = 3,8; 4,4; 5; 6; 7; 8; dan 9 m/s dengan $S/D = 2,6$ dapat terselesaikan dengan baik. Sholawat dan salam juga penulis panjatkan kepada Nabi Muhammad SAW.

Penulis menyadari bahwa dalam penyelesaian tugas akhir ini tidak lepas dari bantuan dari berbagai pihak. Untuk itu, pada kesempatan ini penulis mengucapkan terima kasih dan penghargaan yang setinggi-tingginya kepada :

1. Keluarga penulis, Papa, Mama dan Mbak Nana atas segala dukungan, restu dan doa yang selalu dipanjatkan.
2. Bapak Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA, selaku dosen pembimbing tugas akhir yang telah mencurahkan ilmu, perhatian, waktu, tenaga, bimbingan dan arahan kepada penulis dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini.
3. Ibu Vivien Suphandani, ST., MT., PhD, Bapak Dr. Wawan Aries Widodo, ST., MT, dan Prof. Ir. Sutardi, M.Eng, PhD. selaku dosen penguji seminar proposal dan sidang Tugas Akhir yang telah memberikan ilmu, saran dan masukan untuk perbaikan Tugas Akhir ini.
4. Seluruh dosen serta karyawan di Jurusan Teknik Mesin ITS yang telah memberikan banyak sekali bantuan selama penulis menuntut ilmu di ITS baik dalam bidang akademik maupun non akademik.

5. Elza, Syifa, dan Festy teman baik yang selalu mendengarkan cerita dan keluh kesah, mendukung penulis serta menjadi rekan belajar yang baik.
6. Tim Savonius kelompok 7, Bagas, Taty, Dion, Vega, dan Michael yang bersama-sama menyelesaikan Tugas Akhir ini.
7. Seluruh teman-teman angkatan saya Mesin 59 yang telah memberi banyak pengalaman di dunia perkuliahan.
8. Semua pihak yang telah membantu penulis dalam menyelesaikan perkuliahan S1 yang tidak dapat penulis sebutkan satu persatu.

Penulis menyadari masih banyak kekurangan dalam penyusunan tugas akhir ini. Oleh sebab itu, penulis sangat mengharapkan saran dan masukan dari semua pihak. Penulis berharap semoga tugas akhir ini dapat memberikan manfaat dan sumbangsih bagi perkembangan ilmu pengetahuan.

Surabaya, Agustus 2020

Penulis

DAFTAR ISI

ABSTRAK.....	i
ABSTRACT	iv
HALAMAN PENGESAHAN	Error! Bookmark not defined.
KATA PENGANTAR	viii
DAFTAR GAMBAR	xviii
DAFTAR TABEL.....	xxv
DAFTAR SIMBOL	1
BAB I.....	1
PENDAHULUAN.....	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	8
1.3 Batasan Masalah.....	9
1.4 Tujuan Penelitian.....	10
1.5 Manfaat Penelitian.....	10
BAB II.....	12
TINJAUAN PUSTAKA	12
2.1. Energi Angin	12
2.2. Turbin Angin	12
2.2.1 Turbin Angin Sumbu Horizontal (TASH)/Horizontal Axis Wind Turbine (HAWT)	14
2.2.2 Turbin Angin Sumbu Vertikal (TASV)/Vertical Axis Wind Turbine (VAWT).....	16
2.3 Turbin Angin Savonius	18

2.4 Gaya <i>Drag</i>	20
2.5 Bilangan <i>Reynolds</i>	22
2.6 Perhitungan Daya	24
2.6.1 Perhitungan Daya Turbin Teoritis	24
2.6.2 Perhitungan Daya Aktual Turbin.....	25
2.6.3 <i>Coefficient of Power</i>	27
2.6.4 <i>Coefficient of Moment</i>	27
2.6.5 Tip Speed Ratio	28
2.7 Aliran Melintasi Sebuah Silinder	29
2.8 Penelitian Terdahulu.....	33
2.8.1. Penelitian Silinder Berpengganggu	33
2.8.2. Penelitian Silinder Berpengganggu Pemasangan Tandem.....	35
2.8.3. Penelitian Turbin Angin Savonius Berpengganggu Plat Datar	38
2.8.4. Penelitian Turbin Angin Savonius Berpengganggu Silinder	41
2.8.5. Penelitian Turbin Angin Savonius Berpengganggu Silinder dengan rasio $S/D = 2,6$	46
Gambar 2. 28 Grafik <i>Coefficient of Moment</i> (Cm) Turbin Angin Savonius fungsi <i>Tip Speed Ratio</i> (TSR) Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan <i>Reynolds</i> $13,4 \times 10^4$ (Fikri,2018).....	54
2.8.6 Penelitian Peningkatan Performa Turbin Angin Savonius dengan Variasi Geometri	57
2.8.7 Penelitian <i>Drag Reduction</i> pada Silinder Sirkular Menggunakan <i>Upstream Rod</i>	62

2.8.8 Penelitian Eksperimental dan Numerik Efek Silinder Tipe I65° terhadap Kinerja Turbin Angin Savonius	70
BAB III.....	79
METODOLOGI PENELITIAN	79
3.1 Parameter Pengukuran.....	79
3.2 Analisa Dimensi	80
3.2.1 Analisa Dimensi untuk <i>Coefficient of Power</i>	81
3.2.2 Analisa Dimensi untuk <i>Coefficient of Moment</i>	84
3.3 Peralatan Eksperimen	87
3.3.1 Blower	87
3.3.2 Penyangga Turbin Angin Savonius	88
3.3.3 Honeycomb	90
3.3.4 Brake Dynamometer.....	90
3.3.5 Benda Uji.....	93
3.3.6 Alat Ukur.....	95
3.4 Prosedur Penelitian.....	100
3.4.1 Prosedur Penelitian Menentukan Putaran dan Torsi Dinamis	100
3.4.2 Prosedur Penelitian Menentukan Torsi Statis.....	102
3.4.3 Uncertainty Pengukuran	103
3.4.4 Hasil Pengujian <i>Uniformity Flow</i>	106
3.5 Flowchart Penelitian.....	108
3.5.1 Flowchart Penelitian Menentukan Putaran, Torsi Dinamis, dan Torsi Statis	109
3.6 <i>Time Line</i> Penelitian.....	111

BAB IV	113
ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN.....	113
4.1 Contoh Perhitungan.....	113
4.1.1 Perhitungan Bilangan <i>Reynolds</i>	113
4.1.2 Perhitungan Tip Speed Ratio.....	116
4.1.3 Perhitungan <i>Coefficient of Power</i>	117
4.1.4 Perhitungan Coefficient of Moment.....	118
4.2 Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu	119
4.2.1 <i>Coefficient of Power</i> Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu (<i>COP</i>) 0 Sebagai Fungsi Tip Speed Ratio (TSR)	119
4.2.2 Coefficient of Moment (<i>Cm0</i>) Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu Sebagai Fungsi Tip Speed Ratio (TSR).....	122
4.2.3 Koefisien Torsi Statis (C_{t0}) Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu Sebagai Fungsi Posisi Sudut Blade (θ).....	125
4.2.4 <i>Coefficient of Power</i> Maksimum Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu (<i>COP</i>) Max Sebagai Fungsi Bilangan <i>Reynolds</i>	129
4.3 Analisis Performa Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu.....	132
4.3.1 <i>Coefficient of Power</i> (CoP) Turbin Angin Savonius Sebagai Fungsi Tip Speed Ratio (TSR) Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan <i>Reynolds</i> $7,4 \times 10^4$...132	
4.3.2 <i>Coefficient of Power</i> (CoP) Turbin Angin Savonius Sebagai Fungsi Tip Speed Ratio (TSR) Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan <i>Reynolds</i> $8,6 \times 10^4$...135	

4.3.3	<i>Coefficient of Power (CoP) Turbin Angin Savonius Sebagai Fungsi Tip Speed Ratio (TSR) Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan Reynolds $9,6 \times 10^4$...</i>	138
4.3.4	<i>Coefficient of Power (CoP) Turbin Angin Savonius Sebagai Fungsi Tip Speed Ratio (TSR) Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan Reynolds $11,7 \times 10^4$.</i>	141
4.3.5	<i>Coefficient of Power (CoP) Turbin Angin Savonius Sebagai Fungsi Tip Speed Ratio (TSR) Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan Reynolds $13,6 \times 10^4$.</i>	144
4.3.6	<i>Coefficient of Power (CoP) Turbin Angin Savonius Sebagai Fungsi Tip Speed Ratio (TSR) Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan Reynolds $15,5 \times 10^4$.</i>	147
4.3.7	<i>Coefficient of Power (CoP) Turbin Angin Savonius Sebagai Fungsi Tip Speed Ratio (TSR) Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan Reynolds $17,5 \times 10^4$.</i>	150
4.3.8	<i>Coefficient of Moment (Cm) Turbin Angin Savonius Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu Fungsi Tip Speed Ratio (TSR) Pada Bilangan Reynolds $7,4 \times 10^4$</i>	153
4.3.9	<i>Coefficient of Moment (Cm) Turbin Angin Savonius Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu Fungsi Tip Speed Ratio (TSR) Pada Bilangan Reynolds $8,6 \times 10^4$</i>	156
4.3.10	<i>Coefficient of Moment (Cm) Turbin Angin Savonius Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu Fungsi Tip Speed Ratio (TSR) Pada Bilangan Reynolds $9,6 \times 10^4$</i>	159
4.3.11	<i>Coefficient of Moment (Cm) Turbin Angin Savonius Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu Fungsi Tip Speed Ratio (TSR) Pada Bilangan Reynolds $11,7 \times 10^4$</i>	162

4.3.12 <i>Coefficient of Moment (Cm) Turbin Angin Savonius Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu Fungsi Tip Speed Ratio (TSR) Pada Bilangan Reynolds $13,6 \times 10^4$</i>	165
4.3.13 <i>Coefficient of Moment (Cm) Turbin Angin Savonius Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu Fungsi Tip Speed Ratio (TSR) Pada Bilangan Reynolds $15,5 \times 10^4$</i>	168
4.3.14 <i>Coefficient of Moment (Cm) Turbin Angin Savonius Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu Fungsi Tip Speed Ratio (TSR) Pada Bilangan Reynolds $17,5 \times 10^4$</i>	171
4.3.15 Perbandingan Koefisien Torsi Statis Terhadap Posisi Sudut Blade Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan Reynolds $7,4 \times 10^4$	174
4.3.16 Perbandingan Koefisien Torsi Statis Terhadap Posisi Sudut Blade Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan Reynolds $8,6 \times 10^4$	178
4.3.17 Perbandingan Koefisien Torsi Statis Terhadap Posisi Sudut Blade Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan Reynolds $9,6 \times 10^4$	182
4.3.18 Perbandingan Koefisien Torsi Statis Terhadap Posisi Sudut Blade Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan Reynolds $11,7 \times 10^4$	186
4.3.19 Perbandingan Koefisien Torsi Statis Terhadap Posisi Sudut Blade Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan Reynolds $13,6 \times 10^4$	190
4.3.20 Perbandingan Koefisien Torsi Statis Terhadap Posisi Sudut Blade Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan Reynolds $15,5 \times 10^4$	194

4.3.21 Perbandingan Koefisien Torsi Statis Terhadap Posisi Sudut Blade Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan <i>Reynolds</i> $17,5 \times 10^4$	198
4.4 Grafik Perbandingan <i>Coefficient of Power</i> Maksimum turbin Savonius dengan Silinder Berpengganggu dengan turbin Savonius tanpa Silinder Berpengganggu (CoP/CoP_0) pada $S/D = 2,6$ terhadap penelitian sebelumnya	202
4.5 Grafik Perbandingan <i>Coefficient of Power</i> Maksimum turbin Savonius dengan Silinder Berpengganggu dengan turbin Savonius tanpa Silinder Berpengganggu (CoP/CoP_0) Sebagai Fungsi Jarak Pada $S/D = 1,2-2,6$	204
BAB V	209
KESIMPULAN DAN SARAN	209
5.1 Kesimpulan.....	209
5.2 Saran.....	210
LAMPIRAN.....	212
A. Hasil Pengujian <i>Uniformity Flow</i>	212
B. Data Hasil Eksperimen Turbin Angin Savonius Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan <i>Reynolds</i> $7,4 \times 10^4$; $8,6 \times 10^4$; $9,6 \times 10^4$; $11,7 \times 10^4$; $13,6 \times 10^4$; $15,5 \times 10^4$; dan $17,5 \times 10^4$	212
C. Perhitungan Uncertainty Pengukuran.....	229
DAFTAR PUSTAKA	237

(HALAMAN INI SENGAJA DIKOSONGKAN)

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1 Bauran Energi Final 2016	1
Gambar 2.1 Salah Satu Contoh Turbin Angin Horizontal (wikipedia.com).....	15
Gambar 2.2 Salah Satu Contoh Turbin Angin Sumbu Vertical Tipe Darrieus (indoenergi, 2012)	18
Gambar 2.3 Arah Aliran Angin Turbin Savonius (David Spera, 2008) dan Penamaan bagian turbin angin Savonius (Sumber: www.reuk.co.uk/Savonius-Wind-Turbines.htm)	19
Gambar 2.4 Skema sederhana gaya <i>drag</i> dan <i>lift</i> (Bruce R Munson dkk, 2009).....	20
Gambar 2.5 Ilustrasi Turbin Angin Savonius	23
Gambar 2.6 FBD Brake Dynamometer	26
Gambar 2.7 Faktor daya sebagai fungsi TSR berbagai jenis turbin (Al-Shemmeri, 2010).....	29
Gambar 2.8 Aliran dengan Bilangan <i>Reynolds</i> Rendah Melewati Silinder (Farullahasby, 2013).....	31
Gambar 2.9 Aliran dengan Bilangan <i>Reynolds</i> Sedang (Transisi) Melewati Silinder (Farullahasby, 2013).....	31
Gambar 2.10 Aliran dengan Bilangan <i>Reynolds</i> Besar Melewati Silinder (Farullahasby, 2013).....	31
Gambar 2.11 Mekanisme Terjadinya Separasi pada Aliran Melewati Silinder (Farullahasby, 2013).....	32
Gambar 2.12 Nilai koefisien distribusi gaya pada fluida (a) koefisien <i>drag</i> (b) koefisien <i>lift</i> Mahbub Alam et al (2003)	35
Gambar 2.13 Grafik koefisien tekanan pada silinder pengganggu dan skema percobaan (Tsutsui dan Igarashi, 2002).....	36
Gambar 2.14 Grafik bilangan Strouhal dan koefisien drag (Tsutsui dan Igarashi, 2002).....	36
Gambar 2.15 Grafik distribusi tekanan pada silinder sirkuler utama (Tsutsui dan Igarashi, 2002)	37
Gambar 2.16 Skema Susunan Pengganggu pada Turbin Angin Savonius (Altan et al, 2008).....	38

Gambar 2.17 Grafik pengaruh panjang pengganggu terhadap <i>Coefficient of Power</i> (B.D. Altan et al, 2008)	39
Gambar 2.18 Grafik pengaruh besar sudut plat (α dan β) pada pengganggu 1 terhadap putaran turbin (B.D. Altan et al, 2008)	40
Gambar 2.19 Skema susunan pengganggu pada turbin angin tipe Savonius dengan dua sudu dan tiga sudu (M.H. Mohamed et al, 2010)	40
Gambar 2.20 Grafik hubungan antara <i>speed ratio</i> dan <i>power coefficient</i> (C_p) pada turbin angin Savonius dengan dua sudu (M.H. Mohamed et al, 2010)	41
Gambar 2.21 Grafik <i>Coefficient of Power</i> turbin angin Savonius berpengganggu (CoP) sebagai fungsi jarak pada $S/D = 1,5 - 2,4$ (Retno Dewi, 2016)	42
Gambar 2.22 Grafik perbandingan <i>Coefficient of Power</i> antara turbin angin Savonius berpengganggu dan tanpa silinder pengganggu (CoP/CoP_0) sebagai fungsi jarak pada $S/D = 1,5 - 2,4$ (Retno Dewi, 2016)	42
Gambar 2.23 Skema Penelitian Pandangan Atas Turbin Angin Savonius (Jasmi, 2018).....	44
Gambar 2.24 Grafik Perbandingan <i>Coefficient of Power</i> antara Turbin Angin Savonius Berpengganggu dan Tanpa Silinder Pengganggu (CoP/CoP_0) sebagai Fungsi Tip Speed Ratio (λ) pada $Re = 9,7 \times 10^4$ (Rustam, 2018).....	45
Gambar 2.25 Grafik <i>Coefficient of Power</i> (CoP) Turbin Angin Savonius fungsi <i>Tip Speed Ratio</i> (TSR) Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan <i>Reynolds</i> $9,6 \times 10^4$ (Fikri,2018).....	46
Gambar 2.26 Grafik <i>Coefficient of Power</i> (CoP) Turbin Angin Savonius fungsi <i>Tip Speed Ratio</i> (TSR) Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan <i>Reynolds</i> $13,4 \times 10^4$ (Fikri,2018).....	49
Gambar 2.27 Grafik <i>Coefficient of Moment</i> (C_m) Turbin Angin Savonius fungsi <i>Tip Speed Ratio</i> (TSR) Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan <i>Reynolds</i> $9,6 \times 10^4$	52

(Fikri, 2018)	52
Gambar 2. 28 Grafik <i>Coefficient of Moment</i> (Cm) Turbin Angin Savonius fungsi <i>Tip Speed Ratio</i> (TSR) Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan <i>Reynolds</i> $13,4 \times 10^4$ (Fikri,2018)	54
Gambar 2.29 Skema Geometri Turbin Angin Savonius dengan <i>Single stage</i> (a) Tampak Samping dan (b) Tampak Atas (Mahmoud, 2010)	58
Gambar 2.30 Grafik Hubungan antara <i>Coefficient of Power</i> terhadap Kecepatan Angin pada Turbin Angin Savonius dengan Dua, Tiga, dan Empat Sudu (Mahmoud, 2010)	58
Gambar 2.31 Grafik Hubungan <i>Specific Power</i> terhadap Kecepatan Angin pada Turbin Angin Savonius <i>Single Stage</i> dan <i>Double Stages</i> (Mahmoud, 2010)	59
Gambar 2.32 Grafik Hubungan <i>Power</i> terhadap Kecepatan Angin pada Turbin Angin Savonius dengan Variasi <i>Overlap Ratio</i> (Mahmoud, 2010)	60
Gambar 2.33 Grafik Hubungan antara <i>Coefficient of Power</i> terhadap Kecepatan Angin pada Turbin Angin Savonius dengan Variasi <i>Aspect Ratio</i> (Mahmoud, 2010)	61
Gambar 2.34 Grafik Hubungan antara <i>Power</i> terhadap Kecepatan Angin Turbin Savonius dengan <i>End Plate</i> dan <i>Without End Plate</i> (Mahmoud, 2010)	62
Gambar 2.36 Distribusi tekanan silinder untuk $d / D = 0,267$ pada $\alpha = 0^\circ$ dan $ReD = 82\ 000$: (a) rasio jarak L / D bervariasi dari 1,5 hingga 2,3; (b) $2,3 \leq L / D \leq 4,0$. Distribusi tekanan yang diukur pada silinder kosong disertakan untuk perbandingan di kedua plot (Wang, 2005)	64
Gambar 2.37 Variasi dengan rasio jarak dari koefisien tekanan rata-rata pada titik stagnasi silinder, dilambangkan dengan C_{pf} , (pada Gambar a) dan koefisien tekanan dasar silinder (dalam Gambar b) pada $\alpha = 0^\circ$ (Wang, 2005)	65
Gambar 2.38 Variasi drag silinder D dinormalisasi dengan drag silinder tunggal D_0 dengan rasio jarak (L / D) untuk $d / D = 0,1, 0,167, 0,267, 0,367, 0,417$ dan $0,5$ (Wang, 2005)	67

Gambar 2.39 Empat bagian pada permukaan silinder dibagi dengan kontribusi pengurangan gaya hambat silinder: (a) distribusi pengurangan gaya hambat yang dinormalisasi dD / D_0 pada silinder (dD mengacu pada gaya hambat yang dikurangi oleh distribusi tekanan lokal, dan dinormalisasi oleh hambatan satu silinder D_0); (b) empat wilayah dalam sketsa aliran melayang (Wang, 2005).....	69
Gambar 2.40 Kontribusi pengurangan gaya hambat D / D_0 dari empat daerah pada silinder, di mana D adalah integrasi dari kontribusi pengurangan gaya hambat lokal dD di setiap daerah, D_0 adalah gaya hambat silinder tunggal (A - daerah terlindung, B - wilayah lampiran, C - wilayah kepatuhan, D - wilayah pemisah) (Wang, 2005).....	70
Gambar 2.41 Hasil dari koefisien daya turbin sebagai fungsi dari Tip Rasio Kecepatan, untuk $S/D = 1,4$ dan bilangan <i>Reynolds</i> $Re = 9,9 \times 10^4$ (Sakti et al, 2019).....	71
Gambar 2.42 Hasil dari <i>Coefficient of Moment</i> sebagai fungsi TSR untuk $Re = 9.9 \times 10^4$ dan $S/D = 1.4$ (Sakti et al, 2019).....	73
Gambar 2.43 Perkembangan torsi statis (Ncm) sebagai fungsi blade sudut θ untuk $Re = 9,9 \times 10^4$, perbandingan antara turbin angin Savonius konvensional dan turbin dengan silinder I-65° untuk $S / D = 1,4$ (Sakti et al, 2019).....	75
Gambar 2.44 Perbandingan kontur tekanan statis antara turbin konvensional dan turbin dengan silinder tipe I-65° pada TSR $\lambda = 0,8$, $Re = 9,9 \times 10^4$, dan $S / D = 1,4$. a) 30° turbin konvensional, b) 30° turbin dengan silinder I-65°, c). 90° turbin konvensional, d). 90° turbin dengan silinder I-65°, e). 150° menggunakan turbin konvensional, f). 150° turbin dengan silinder I-65°.....	77
(Sakti et al, 2019).	77
Gambar 3.1 Skema penelitian (pandangan atas).....	79
Gambar 3.2 Blower Portbale CKE-SPV 18.....	87
Gambar 3.3 Skema Susunan Penyangga dan turbin Angin Savonius (a) tampak depan, (b) tampak samping.....	88
Gambar 3.4 Skema Susunan Peralatan beserta alat uji.....	89
Gambar 3.5 Instalasi Susunan Peralatan Penelitian.....	89

Gambar 3.6 <i>Honeycomb</i>	90
Gambar 3.7 Susunan sistem <i>brake dynamometer</i>	91
Gambar 3.8 Timbangan Shimadzu ELB300s	93
Gambar 3.9 Turbin Angin Savonius	94
Gambar 3.10 Gambar Teknik Silinder Sirkular Pengganggu	94
Gambar 3.11 Tachometer OMEGA seri HHT1	95
Gambar 3.12 Anemometer OMEGA seri HHF92A	96
Gambar 3.13 Torsimeter digital messrek LUTRON model TQ-8800.....	97
Gambar 3.14. Voltage Regulator	98
Gambar 3.15 Neraca Pegas.....	99
Gambar 3.16 Massa pemberat	100
Gambar 3.19 Grafik Distribusi Kecepatan Vertikal	108
Gambar 3.20 <i>Flowchart</i> penelitian Putaran, Torsi Dinamis, dan Torsi Statiss	110
Gambar 4. 1 Grafik CoP Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu Sebagai Fungsi TSR pada masing-masing Bilangan <i>Reynolds</i> $7,4 \times 10^4$; $8,6 \times 10^4$; $9,6 \times 10^4$; $11,7 \times 10^4$; $13,6 \times 10^4$; $15,5 \times 10^4$; dan $17,5 \times 10^4$	120
Gambar 4. 2 Grafik <i>Coefficient of Moment (Cm)</i> turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu sebagai fungsi TSR.....	123
Gambar 4. 3 Grafik Koefisien Torsi Statis (Cts) Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu Sebagai Fungsi posisi sudut blade (θ).....	126
Gambar 4.4 Grafik <i>Coefficient of Power</i> Maksimum Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu (COP) _{Max} Sebagai Fungsi Bilangan <i>Reynolds</i>	130
Gambar 4. 5 Grafik <i>Coefficient of Power (CoP)</i> Turbin Angin Savonius fungsi Tip Speed Ratio (TSR) Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan <i>Reynolds</i> $7,4 \times 10^4$	132
Gambar 4. 6 Grafik <i>Coefficient of Power (CoP)</i> Turbin Angin Savonius fungsi Tip Speed Ratio (TSR) Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan <i>Reynolds</i> $8,6 \times 10^4$	136

Gambar 4. 7 Grafik Coefficient of Power (CoP) Turbin Angin Savonius fungsi Tip Speed Ratio (TSR) Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan <i>Reynolds</i> $9,6 \times 10^4$	139
Gambar 4. 8 Grafik Coefficient of Power (CoP) Turbin Angin Savonius fungsi Tip Speed Ratio (TSR) Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan <i>Reynolds</i> $11,7 \times 10^4$	142
Gambar 4. 10 Grafik Coefficient of Power (CoP) Turbin Angin Savonius fungsi Tip Speed Ratio (TSR) Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan <i>Reynolds</i> $15,5 \times 10^4$	148
Gambar 4. 12 Grafik Coefficient of Moment (Cm) Turbin Angin Savonius fungsi Tip Speed Ratio (TSR) Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan <i>Reynolds</i> $7,4 \times 10^4$	154
Gambar 4. 14 Grafik Coefficient of Moment (Cm) Turbin Angin Savonius fungsi Tip Speed Ratio (TSR) Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan <i>Reynolds</i> $9,6 \times 10^4$	160
Gambar 4. 15 Grafik Coefficient of Moment (Cm) Turbin Angin Savonius fungsi Tip Speed Ratio (TSR) Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan <i>Reynolds</i> $11,7 \times 10^4$	163
Gambar 4. 16 Grafik Coefficient of Moment (Cm) Turbin Angin Savonius fungsi Tip Speed Ratio (TSR) Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan <i>Reynolds</i> $13,6 \times 10^4$	166
Gambar 4. 18 Grafik Coefficient of Moment (Cm) Turbin Angin Savonius fungsi Tip Speed Ratio (TSR) Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan <i>Reynolds</i> $17,5 \times 10^4$	172
Gambar 4. 19 Grafik Perbandingan Koefisien Torsi Statis (Cts) Turbin Angin Savonius fungsi Sudut (θ) Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan <i>Reynolds</i> $7,4 \times 10^4$	175
Gambar 4. 20 Grafik Perbandingan Koefisien Torsi Statis (Cts) Turbin Angin Savonius fungsi Sudut (θ) Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan <i>Reynolds</i> $8,6 \times 10^4$	179
Gambar 4. 21 Grafik Perbandingan Koefisien Torsi Statis (Cts) Turbin Angin Savonius fungsi Sudut (θ) Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan <i>Reynolds</i> $9,6 \times 10^4$	183

Gambar 4. 22 Grafik Perbandingan Koefisien Torsi Statis (Cts) Turbin Angin Savonius fungsi Sudut (θ) Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan <i>Reynolds</i> $11,7 \times 10^4$	187
Gambar 4. 24 Grafik Perbandingan Koefisien Torsi Statis (Cts) Turbin Angin Savonius fungsi Sudut (θ) Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan <i>Reynolds</i> $15,5 \times 10^4$	195
Gambar 4. 25 Grafik Perbandingan Koefisien Torsi Statis (Cts) Turbin Angin Savonius fungsi Sudut (θ) Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan <i>Reynolds</i> $17,5 \times 10^4$	199
Gambar 4. 27 Grafik Perbandingan <i>Coefficient of Power</i> (CoP) Turbin Angin Savonius Dengan dan Tanpa Silinder Pengganggu (CoP/CoP0) Fungsi Jarak Pada $S/D = 1,2 - 2,6$	204

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Nilai Koefisien Drag pada Beberapa Bentuk Geometri	22
Tabel 2.2 Dimensi dari Penyusunan Plat Pengganggu (Altan et al, 2008)	39
Tabel 2.1 Perbandingan nilai CoP dan TSR Turbin Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan <i>Reynolds</i> $9,6 \times 10^4$ sebagai fungsi jarak $S/D = 2,0 - 2,8$	48
Tabel 2.2 Perbandingan nilai CoP dan TSR Turbin Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan <i>Reynolds</i> $13,4 \times 10^4$ sebagai fungsi jarak $S/D = 2,0 - 2,8$	50
Tabel 2.3 Perbandingan nilai Cm dan TSR Turbin Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan <i>Reynolds</i> $9,6 \times 10^4$ sebagai fungsi jarak $S/D = 2,0 - 2,8$	53
Tabel 2.4 Perbandingan nilai Cm dan TSR Turbin Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan <i>Reynolds</i> $13,4 \times 10^4$ sebagai fungsi jarak $S/D = 2,0 - 2,8$	55
Tabel 2.5 hasil <i>uncertainty computation</i> untuk beberapa parameter	72
Tabel 3.1 Spesifikasi Blower CKE SPV-18	88
Tabel 3.3 Spesifikasi Benang Nilon Optimum	92
Tabel 3.4 Spesifikasi timbangan Shimadzu ELB300	92
Tabel 3.5 Spesifikasi Tachometer OMEGA seri HHT1	95
Tabel 3.6 Spesifikasi Omega HHF92A Digital Anemometer	96
Tabel 3.7 Spesifikasi Torsimeter LUTRON model TQ-8800	97
Tabel 3. 8 Spesifikasi <i>Voltage Regulator</i> Model TDGC 2J-3	98
Tabel 3.9 Spesifikasi neraca pegas	99
Tabel 3. 12 Hasil Perhitungan <i>Uncertainty</i> Pengukuran	106
Tabel 3.13 <i>Table Planner</i> Penelitian	111
Tabel 4.1 Kecepatan dan <i>Reynolds Number</i>	116
Tabel 4. 2 Tabel Perbandingan <i>Coefficient of Power</i> (CoP) Turbin Angin Savonius Dengan dan Tanpa Silinder Pengganggu (CoP Max/CoP0Max) pada $S/D = 2,6$ terhadap penelitian sebelumnya.....	202

Tabel A. 1	Data uniformity test Kecepatan Angin	212
Tabel B. 1	Data Hasil Eksperiment Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu $Re=7,4 \times 10^4$	212
Tabel B. 2	Data Hasil Eksperiment Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu $Re=8,6 \times 10^4$	213
Tabel B. 3	Data Hasil Eksperiment Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu $Re=9,6 \times 10^4$	213
Tabel B. 4	Data Hasil Eksperiment Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu $Re=11,7 \times 10^4$	214
Tabel B. 5	Data Hasil Eksperiment Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu $Re=13,6 \times 10^4$	215
Tabel B. 6	Data Hasil Eksperiment Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu $Re=15,5 \times 10^4$	216
Tabel B. 7	Data Hasil Eksperiment Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu $Re=17,5 \times 10^4$	217
Tabel B. 8	Data Hasil Eksperimen Turbin Angin Savonius Degan Silinder Pengganggu $S/D=2,6$; $Re=7,4 \times 10^4$	217
Tabel B. 9	Data Hasil Eksperimen Turbin Angin Savonius Degan Silinder Pengganggu $S/D=2,6$; $Re=8,6 \times 10^4$	218
Tabel B. 10	Data Hasil Eksperimen Turbin Angin Savonius Degan Silinder Pengganggu $S/D=2,6$; $Re=9,6 \times 10^4$	218
Tabel B. 11	Data Hasil Eksperimen Turbin Angin Savonius Degan Silinder Pengganggu $S/D=2,6$; $Re=11,7 \times 10^4$	219
Tabel B. 12	Data Hasil Eksperimen Turbin Angin Savonius Degan Silinder Pengganggu $S/D=2,6$; $Re=13,6 \times 10^4$	220
Tabel B. 13	Data Hasil Eksperimen Turbin Angin Savonius Degan Silinder Pengganggu $S/D=2,6$; $Re=15,5 \times 10^4$	221
Tabel B. 14	Data Hasil Eksperimen Turbin Angin Savonius Degan Silinder Pengganggu $S/D=2,6$; $Re=17,5 \times 10^4$	222
Tabel B. 15	Data Torsi Statis Turbin Angin Savonius Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada $Re = 7,4 \times 10^4$	223
Tabel B. 16	Data Torsi Statis Turbin Angin Savonius Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada $Re = 8,6 \times 10^4$	224
Tabel B. 17	Data Torsi Statis Turbin Angin Savonius Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada $Re = 9,6 \times 10^4$	225

Tabel B. 18 Data Torsi Statis Turbin Angin Savonius Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada $Re = 11,7 \times 10^4$	226
Tabel B. 20 Data Torsi Statis Turbin Angin Savonius Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada $Re = 13,6 \times 10^4$	227
.....	227
Tabel B. 21 Data Torsi Statis Turbin Angin Savonius Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada $Re = 15,5 \times 10^4$	228
.....	228
Tabel B. 22 Data Torsi Statis Turbin Angin Savonius Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada $Re = 17,5 \times 10^4$	229
Tabel C. 1 Hasil peritungan uncertainty untuk beberapa parameter turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu pada CoP maksimum dengan bilangan <i>Reynolds</i> 96000.	236

DAFTAR SIMBOL

CoP	: <i>Coefficient of Power</i>
CoP0	: <i>Coefficient of Power</i> turbin tanpa silinder pengganggu
D	: Diameter sudu Turbin Savonius (m)
b	: Diameter <i>overlap</i> (m)
CD	: <i>Coefficient drag</i>
CM	: <i>Coefficient of Moment</i>
CM0	: <i>Coefficient of Moment</i> turbin tanpa silinder pengganggu
Cts	: <i>Coefficient of Static Torque</i>
d	: Diameter silinder pengganggu (m)
D ₀	: Diameter <i>end plates</i> (m)
A	: <i>Cross sectional area</i> (m ²)
F _D	: <i>Gaya drag</i> (N)
m	: Massa pemberat (kg)
P _w	: Daya teoritis angin (Watt)
P _T	: Daya aktual turbin (Watt)
R	: Jari-jari turbin (m)
r	: Jari-jari silinder atau poros turbin (m)
Re	: Bilangan Reynolds
TD	: Torsi dinamis turbin (N.m)
Ts	: Torsi statis dari putaran poros (N.cm)
Ts0	: Torsi statis turbin tanpa silinder pengganggu (N.cm)
U	: Kecepatan aliran fluida (m/s)

y	: Posisi silinder pengganggu dalam arah tegak lurus arah datang angin (m)
S	: Jarak antara pusat turbin angin Savonius dengan pusat silinder pengganggu (m)
s	: Massa yang terbaca pada neraca pegas (kgf)
T	: Temperatur ($^{\circ}\text{C}$)
t	: Tinggi silinder pengganggu (m)
g	: gaya gravitasi (m/s^2)
H	: Tinggi turbin angin Savonius (m)
L	: Panjang karakteristik turbin angin Savonius (m)
ρ	: Massa jenis fluida (kg/m^3)
μ	: Viskositas dinamis (Ns/m^2)
ω	: Kecepatan sudut turbin angin Savonius (rad/s)
TSR	: Tip Speed Rasio
Θ	: Sudut sudu turbin angin Savonius ($^{\circ}$)

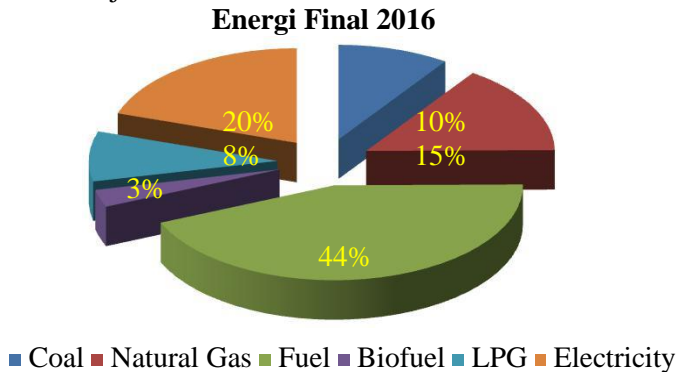
(HALAMAN INI SENGAJA DIKOSONGKAN)

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Kebutuhan energi di Indonesia khususnya dan di dunia pada umumnya terus meningkat karena penambahan penduduk, pertumbuhan ekonomi dan pola konsumsi energi itu sendiri yang senantiasa meningkat. Setiap tahunnya Pusdatin ESDM mencatat besarnya konsumsi energi baik berdasarkan sektornya maupun berdasarkan jenis energinya melalui buku Handbook of Economic and Energi Statistic of Indonesia (HEESI). Sejak Tahun 2016 buku tersebut terbit dua kali dalam setahun, periode pertama diterbitkan pada bulan Juli dan versi final akan diterbitkan pada akhir tahun berjalan.



Gambar 1.1 Bauran Energi Final 2016

Konsumsi energi final masih didominasi dari pemanfaatan bahan bakar minyak yang ditunjukkan pada Gambar 1.1. Konsumsi bahan bakar mencapai 44% yang kemudian diikuti oleh konsumsi listrik sebesar 20%. Ketergantungan terhadap energi fosil nampak jelas, sumbang sih dari energi baru terbarukan yaitu biofuel yang hanya memiliki share sebesar 3% dari total. Namun angka

tersebut dapat meningkat ketika mem-breakdown produksi listrik dari energi baru terbarukan yaitu tenaga air, panas bumi, sampah, surya dan angin.

Salah satu energi yang dapat dimanfaatkan pada saat ini adalah energi angin. Menurut data ditjen energi baru terbarukan dan konservasi energi (**EBTKE,2014**), Indonesia memiliki potensi energi angin sebesar 970 MW namun, pada tahun 2016 kapasitas energi yang sudah terpasang hanya 3,07 MW. Pada tahun 2018 ini telah terpasang turbin angin dengan kapasitas yang cukup besar 75 MW yang berada di daerah Sidrap, Sulawesi Selatan dengan kondisi angin sekitar 3-6 m/s. Energi angin telah dimanfaatkan di beberapa negara sejak lama, namun menghilang ketika penggunaan teknologi energi fosil meluas. Dalam pemanfaatan energi angin diperlukan turbin angin untuk menangkap energi kinetik angin yang akan dihubungkan dengan mekanisme pemutar generator listrik untuk menghasilkan energi listrik. Output dari turbin angin sangat bergantung pada kecepatan angin dan bentuk turbin angin, sehingga desain turbin angin harus semaksimal mungkin. Turbin angin dapat dikelompokkan berdasarkan kedudukan poros, jenis-jenis turbin angin itu dapat dibagi ke dalam dua kategori, yaitu: turbin angin dengan sumbu horisontal dan turbin angin dengan sumbu vertikal. Energi yang dihasilkan dari kedua sumber akan disimpan dalam perangkat penyimpanan (baterai). (**Gusman, 2013**)

Pada umumnya bentuk turbin angin yang banyak digunakan adalah turbin angin sumbu horizontal, walau demikian turbin angin sumbu vertikal menjadi alternatif untuk menghasilkan energi listrik disebabkan oleh beberapa keuntungan. Turbin angin vertikal memiliki Self Starting yang baik sehingga mampu memutar rotor walaupun kecepatan angin rendah, selain itu torsi yang dihasilkan relatif tinggi (**Sargolzaei, 2007**). Selain itu juga kelebihan dari turbin angin sumbu vertikal yaitu dapat berputar secara efektif dengan dorongan angin dari segala arah, sangat cocok untuk daerah yang arah anginnya bervariasi. Salah satu alternatif turbin yang ideal untuk

pemanfaatan energi angin tenaga listrik ini adalah turbin Savonius. Turbin angin Savonius merupakan salah satu tipe turbin angin poros vertikal. Turbin ini memiliki bentuk dan konstruksi yang sederhana dan disusun menyerupai huruf S (Ali, 2014).

Turbin Savonius pertama diperkenalkan pada tahun 1922 oleh **Sigurd J. Savonius** yang berasal dari Finlandia. Turbin angin ini memiliki sumbu vertical yang terdiri dari dua sumbu yang berbentuk setengah silinder yang dirangkai sehingga berbentuk seperti huruf “S”. Satu sisi berbentuk cembung dan sisi yang lain berbentuk cekung yang nantinya akan menciptakan gaya hambat yang timbul oleh angin. Kedua sumbu pada turbin Savonius disebut juga sebagai *advancing blade* dan *returning blade*. Kedua sudu ini bertujuan untuk menciptakan torsi positif dan torsi negatif dan gaya hambat yang berbeda pada setiap sudu turbin. Perbedaan gaya hambat ini dari *advancing blade* dan *returning blade* akan menghasilkan torsi, yang apabila dikalikan dengan kecepatan angular dari turbin angin maka akan menghasilkan daya yang diciptakan oleh turbin angin. Dengan semakin besarnya selisih gaya hambat pada kedua sudu tersebut maka daya yang dihasilkan akan semakin besar pula. Alternatif yang dapat dilakukan antara lain adalah mengurangi gaya hambat pada sudu *returning blade*.

Sejak awal ditemukannya terdapat berbagai macam penelitian untuk meningkatkan performa dari turbin Savonius. Antara lain dengan cara mengubah bentuk sudu turbin Savonius yang semula berbentuk setengah lingkaran menjadi bentuk *twist*, menambah jumlah sudu turbin dari dua menjadi tiga atau lebih dan jarak pemisah antar sudu yang dimodifikasikan. Menurut penelitian **U.K Saha (2008)** , performa turbin yang paling baik adalah dengan menggunakan sudu sejumlah dua buah pada turbin Savonius tipe *single stage* dan bentuk *blade* yang *semicircular*. Dari penelitian tersebut didapatkan bahwa nilai *coefficient of performance* paling tinggi sebesar 0.18 dengan kecepatan angin 8,23 m/s.

Ada beberapa penelitian yang telah dilakukan terkait dengan reduksi gaya drag dan pemberian pengganggu pada turbin angin tipe Savonius. Pada penelitian **Tsutsui dan Igarashi (1981)** dengan meletakkan silinder sirkuler pengganggu yang memiliki ukuran yang sama dengan silinder utama ($d/D = 1$), dengan memvariasikan jarak antara kedua pusat silinder (L/D) dan *Reynolds Number*. Pada penelitian ini, *quasi-stationary vortices* terbentuk diantara kedua silinder yang mempengaruhi karakteristik aliran yang melewati silinder.

Pada penelitian yang dilakukan oleh **Altan et al (2008)** pada turbin angin Savonius yang diberi pengganggu berupa dua buah plat yang diposisikan di depan turbin dengan variasi panjang plat (ℓ_1 dan ℓ_2) dan besar sudut plat (α dan β) dengan kecepatan angin 7 m/s dan bilangan *Reynolds* $1,5 \times 10^5$. Hasil penelitian didapatkan bahwa *Coefficient of Power* (CoP) dari turbin angin Savonius dapat meningkat hingga 38,5% apabila diberi pengganggu dengan susunan yang optimal, yaitu dengan panjang plat pengganggu ℓ_1 sebesar 45 cm dan ℓ_2 sebesar 52 cm dengan sudut sudu pengganggu $\alpha = 45^\circ$ dan $\beta = 15^\circ$.

Retno Dewi (2016) melakukan penelitian untuk meningkatkan performa dari turbin Savonius dengan menggunakan *obstacle* berupa silinder dengan diameter 45 mm, panjang 280 mm dan jarak dari pusat *returning blade* turbin angin (S/D) = $1,5 < S/D < 2,4$. Penelitian dilakukan pada *wind tunnel* dengan jenis *subsonic, open circuit wind tunnel* dan bentuk penampang segi 8. Dimensi dari *wind tunnel* adalah; panjang 457 mm, tinggi 304 mm dan lebar 304 mm. Turbin Savonius yang digunakan memiliki dimensi; diameter 60 mm, tinggi 80 mm dan *overlap* 14 mm. Prosedur yang digunakan untuk mengukur daya *output* adalah dengan cara menghubungkan poros turbin Savonius dengan poros generator listrik menggunakan *flexible coupling*. *Output* dari generator listrik akan diteruskan untuk menghidupkan beban berupa lampu. Hasil dari penelitian ini adalah penggunaan silinder pengganggu sirkular yang diletakkan di depan *returning blade* turbin angin tipe Savonius efektif dalam meningkatkan

performa turbin angin dan jarak pusat *returning blade* turbin angin dengan pusat silinder pengganggu yang paling efektif adalah sebesar $S/D = 1,7$. Penelitian ini masih dirasa kurang akurat dikarenakan perbandingan luasan turbin Savonius dengan *wind tunnel* melebihi standard penelitian wind tunnel, sehingga efek *blockage* pada *wind tunnel* menjadi besar.

Penelitian terdahulu yang telah dilakukan oleh **N.H Mahmoud et al (2010)** yaitu percobaan peningkatan performa turbin angin Savonius dengan melakukan variasi pada geometri turbin angin Savonius. Variasi geometri yang diubah adalah pada jumlah sudunya, yaitu dua sudu (2b), tiga sudu (3b), dan 4 sudu (4b); jumlah stage turbin yaitu single stage (1st) dan double stages (2st); overlap ratio (β) sebesar 0; 0,2; 0,25; 0,3; dan 0,35; aspect ratio (α) sebesar 0,5; 1; 2; 4; dan 5; dan keberadaan end plate. Dari eksperimen tersebut didapatkan hasil bahwa turbin angin dengan jumlah sudu 2 lebih efisien dibandingkan dengan sudu 3 atau 4. Kemudian turbin dengan end plates lebih efisien dibandingkan tanpa end plates. Dan, turbin angin dengan double stages lebih efisien dibandingkan dengan single stage.

Penelitian dilakukan oleh **Jasmi Aprilia Rustam (2017)** untuk mengamati pengaruh pengganggu yang berbentuk silinder yang diletakkan di depan *returning blade* turbin angin Savonius terhadap performa turbin angin Savonius tersebut. Silinder pengganggu yang digunakan memiliki rasio diameter silinder pengganggu terhadap diameter turbin (d/D) = 0,5 dan dengan rasio jarak posisi pengganggu terhadap diameter turbin (S/D) = 2,0. Penelitian dilakukan pada open circuit wind tunnel dengan Reynold yang bervariasi $Re=9,7 \times 10^4$; $14,5 \times 10^4$; $17,8 \times 10^4$ dan dengan variasi $y/D = 0,0$; 0,25; 0,5. Hasil dari penelitian tersebut didapatkan bahwa rasio posisi silinder pengganggu yang tegak lurus arah datangnya angin terhadap diameter turbin angin yang paling efektif adalah sebesar (y/D) = 0,5 pada $Re = 9,7 \times 10^4$ ditandai dengan nilai puncak dari putaran meningkat 1,054 kali, *Coefficient of Power* meningkat 1,062 kali dan *coefficient of*

Moment (CM) meningkat 1,041 kali dibandingkan dari tanpa silinder pengganggu pada turbin angin Savonius tersebut.

Pada penelitian yang dilakukan oleh **Fikri Amirul Alimin (2018)** ini yang bertujuan untuk meningkatkan performa turbin dengan cara pemberian silinder pengganggu yang berukuran $d/D = 0,5$ pada posisi $y/D = 0,5$, dengan variasi jarak $S/D = 2,0; 2,2; 2,4; 2,6; \text{ dan } 2,8$ dan variasi bilangan *Reynolds* $9,6 \times 10^4; 13,4 \times 10^4; \text{ dan } 17,3 \times 10^4$. Pemberian silinder pengganggu di depan *returning blade* turbin angin Savonius pada posisi $y/D = 0,5$ dan jarak $S/D = 2,0$ paling efektif meningkatkan nilai coefficient of moment (Cm) pada bilangan *Reynolds* $9,6 \times 10^4$ dan $13,4 \times 10^4$. Pada bilangan *Reynolds* $9,6 \times 10^4$ terjadi kenaikan CoP sebesar 13,23% dari CoP maksimum turbin tanpa silinder pengganggu. Pada bilangan *Reynolds* $13,4 \times 10^4$ terjadi kenaikan CoP sebesar 5,3% dari CoP maksimum turbin tanpa silinder pengganggu. Pada bilangan *Reynolds* $17,3 \times 10^4$ terjadi kenaikan CoP sebesar 4,76% dari CoP maksimum turbin tanpa silinder pengganggu. Pada bilangan *Reynolds* $9,6 \times 10^4$ terjadi kenaikan Cm sebesar 33,33% dari Cm maksimum turbin tanpa silinder pengganggu. Pada bilangan *Reynolds* $13,4 \times 10^4$ terjadi kenaikan Cm sebesar 17,98% dari Cm maksimum turbin tanpa silinder pengganggu. Sedangkan pada bilangan *Reynolds* $17,3 \times 10^4$ peningkatan nilai Cm terjadi pada $S/D = 2,4$ dengan kenaikan Cm sebesar 7,09% dari Cm maksimum turbin tanpa silinder pengganggu.

Studi eksperimental tentang pengurangan gaya hambat silinder sirkuler dilakukan oleh pengukuran tekanan pada bilangan *Reynolds* 82.000 (berdasarkan pada diameter silinder) yang dilakukan oleh (**Wang, 2005**). Sebuah batang balok ditempatkan ke atas dan sejajar dengan silinder untuk mengontrol aliran di sekitar silinder. Hulu batang dapat mengurangi gaya resultan silinder pada berbagai jarak antara batang dan silinder untuk $\alpha < 5^\circ$ (α didefinisikan sebagai sudut terhuyung-huyung dari batang dan silinder). Untuk $\alpha > 10^\circ$, koefisien gaya resultannya memiliki nilai yang besar, sehingga batang hulu tidak dapat mengurangi gaya pada silinder lagi. Untuk $\alpha = 0^\circ$ dan $d / D = 0,5$

(di mana d dan D adalah masing-masing diameter batang dan silinder), hambatan maksimum silinder berkurang menjadi 2,34% dari silinder tunggal.

Penelitian Eksperimental dan Numerik Efek Silinder Tipe I65° terhadap Kinerja Turbin Angin Savonius yang dilakukan oleh **Sakti et Al (2019)** merupakan sebuah penelitian silinder bundar dipotong 65 derajat di kedua sisi ditempatkan sejajar dengan sumbu *returning blade vane* dari turbin rotor Savonius. Jenis silinder ini disebut silinder tipe I-65° dan dirancang untuk menurunkan *drag force* pada *returning blade*, secara aerodinamis. Turbin angin kinerja diselidiki secara eksperimental dan numerik dalam dua kondisi, dengan dan tanpa pemasangan tipe Silinder I-65° segaris dengan sumbu horizontal *returning turbine blade*. Penelitian dilakukan dengan angka *Reynolds* $Re = 9,9 \times 10^4$ berdasarkan kecepatan aliran bebas (U) 5 m/s dan karakteristik panjang $L = 2D-b$, di mana D adalah diameter luar baling-baling dan b adalah diameter batang. Silinder tipe I-65°, yang memiliki a diameter $0,5D$, ditempatkan pada jarak $1,4D$ di depan *returning turbine blade*. Dalam studi numerik, simulasi 3D dilakukan untuk menganalisis aliran turbin Savonius menggunakan Perangkat lunak CFD komersial, Ansys Fluent versi 19.1. Output eksperimental menunjukkan bahwa memasang silinder tipe I-65° di depan (blade yang kembali) dapat meningkatkan C_p dari Turbin Savonius. Dibandingkan dengan turbin konvensional, turbin koefisien daya maksimum turbin Savonius meningkat menjadi sekitar 23,6% karena pemasangan silinder tipe I-65°, dan ini dicapai pada rasio tip-speed (TSR) 0,8. Hasil ini dibenarkan oleh hasil numerik yang dilakukan dalam penelitian ini.

Berdasarkan penelitian-penelitian terdahulu, dapat kita lihat bahwa metode pemberian penghalang di depan *returning blade* turbin angin Savonius bisa digunakan untuk meningkatkan performa turbin angin Savonius. Oleh karena itu, perlu dilakukan penelitian lebih lanjut mengenai hal tersebut dengan variasi-variasi lainnya agar didapatkan performa tertinggi turbin angin Savonius.

1.2 Rumusan Masalah

Sudu turbin Savonius (Savonius Blade) dibedakan menjadi 2 jenis yaitu *advancing blade* dan *returning blade*. Perbedaan mendasar antara kedua blade tersebut terletak pada cekungan bagian dalam sudu turbin. *Advancing blade* memiliki cekungan bagian dalam sudu turbin yang tegak lurus dengan arah datangnya aliran (flow direction). Sedangkan sisi dengan bagian cekung tegak lurus dengan arah aliran dinamakan *returning blade*.

Penelitian kali ini dilakukan dengan menggunakan turbin angin tipe Savonius yang diganggu oleh silinder sirkular dengan variasi kecepatan fluida 3,8; 4,4; 5; 6; 7; 8, dan $9 \frac{m}{s}$; dan jarak $S/D = 2,6$. Rumusan masalah awal dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Penambahan silinder pengganggu di depan *returning blade*, menyebabkan tekanan di depan *returning blade* akan menurun, sedangkan tekanan di belakang *returning blade* naik. Sehingga gaya pressure drag yang diakibatkan oleh selisih tekanan antara di depan dan di belakang *returning blade* menurun. Akibatnya selisih gaya drag antara *returning blade* dan *advancing blade* semakin besar. Sehingga menyebabkan meningkatnya selisih torsi di antara kedua sudu turbin Savonius. Dengan meningkatnya selisih torsi maka koefisien daya yang dihasilkan juga akan semakin besar.
2. Penambahan silinder pengganggu juga menyebabkan gangguan terhadap boundary layer *returning blade*. Sehingga boundary layer *returning blade* terganggu dan mempercepat transisi aliran dari laminar menjadi turbulen. Oleh karena itu momentum aliran di dekat dinding kontur *returning blade* menjadi lebih besar dan akibatnya aliran lebih dapat menahan *adverse pressure gradien* serta gaya gesek yang terjadi, sehingga titik separasi pada *returning blade* mundur kebelakang yang mengakibatkan daerah wake menyempit dan

menghasilkan gaya drag yang lebih kecil. Sehingga torsi yang dihasilkan oleh *returning blade* juga akan turun dan membuat selisih torsi antara *returning blade* dan *advancing blade* akan semakin besar.

3. Variasi kecepatan yang dilakukan pada Eksperimen ini adalah dengan kecepatan aliran fluida sebesar 3,8; 4,4; 5; 6; 7; 8, dan $9 \frac{m}{s}$. Pada kecepatan angin optimum akan mendapatkan nilai *Coefficient of Power* maksimum, setelah melewati titik optimumnya maka nilai meningkatkan nilai torsi, daya, dan *Coefficient of Power* (CoP), akan kembali menurun.

Untuk membuktikan penelitian diatas maka dilakukan penelitian dengan menggunakan turbin Savonius yang diberi pengganggu berupa silinder sirkular di bagian depan *returning blade* dengan perbandingan diameter silinder pengganggu dengan diameter sudu *returning blade* sebesar 0,50. Dan jarak antara pusat *returning blade* turbin angin dengan silinder pengganggu sebesar 2,6 serta variasi kecepatan aliran fluida 3,8; 4,4; 5; 6; 7; 8; dan 9 meter per detik.

1.3 Batasan Masalah

Batasan masalah pada penelitian kali ini agar mendapat hasil yang diharapkan antara lain adalah;

1. Analisa aliran *external flow*.
2. Penelitian dilakukan pada kondisi adiabatik menggunakan aliran dua dimensi
4. Analisa dilakukan pada turbin angin tipe Savonius dengan diameter (D) = 167 mm dan pengganggu berupa silinder sirkular dengan diameter (d) = 83,5 mm. Aliran yang mengalir adalah *steady state, incompressible flow* dan *uniform* pada sisi *upstream*, dengan jarak pusat *returning blade* turbin angin dengan pusat silinder pengganggu sebesar 2,6 dan variasi kecepatan aliran fluida 3,8; 4,4; 5; 6; 7; 8, dan 9 meter per detik.

5. Kemungkinan terjadinya perpindahan panas dapat diabaikan.

1.4 Tujuan Penelitian

Penelitian ini dilakukan untuk mengetahui pengaruh pemberian silinder pengganggu didepan *returning blade* turbin angin Savonious terhadap performa turbin angin tersebut. Rasio diameter silinder pengganggu dengan diameter sudu turbin Savonious (d/D) sebesar 0,5 dan rasio y/D sebesar 0,5. Variasi rasio antara jarak pusat turbin angin Savonious dengan pusat silinder pengganggu terhadap diameter sudu turbin Savonious (S/D) sebesar 2,6 dan variasi kecepatan angin sebesar 3,8; 4,4; 5; 6; 7; 8 dan $9 \frac{m}{s}$. Performa turbin dapat ditentukan dengan cara mengukur:

1. Mengukur torsi statis dan torsi dinamis turbin angin Savonious.
2. Menghitung *Coefficient of Power* (CoP)
3. Menghitung *Coefficient of Moment* (CM)

1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat yang didapatkan dari penelitian tugas akhir ini adalah memberi penjelasan tentang pengaruh perubahan kecepatan angin yang diberikan dan pemberian silinder sirkular didepan *returning blade* turbin angin Savonious terhadap torsi statis, torsi dinamis, dan *Coefficient of Power* (CoP) dari turbin Savonious.

(HALAMAN INI SENGAJA DIKOSONGKAN)

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1. Energi Angin

Energi angin adalah energi yang terkandung pada massa udara yang bergerak. Energi angin berasal dari energi matahari. Pemanasan bumi oleh sinar matahari menyebabkan perbedaan massa jenis udara. Perbedaan massa jenis ini menyebabkan perbedaan tekanan pada udara sehingga akan terjadi aliran fluida dan menghasilkan angin. Kondisi aliran angin dipengaruhi oleh medan atau permukaan bumi yang dilalui oleh aliran angin dan perbedaan temperature permukaan bumi. Hampir semua energi terbarukan yaitu energi pasang surut, arus dan gelombang air, bahkan energi fosil berasal dari energi matahari. Matahari meradiasikan $1,74 \times 10^{17}$ joule energi ke permukaan bumi setiap detiknya. Sekitar 1% hingga 2% energi yang datang dari matahari diubah menjadi energi angin.

2.2. Turbin Angin

Energi Angin merupakan energi yang dapat digunakan untuk menggerakkan turbin. Turbin angin adalah sebuah sistem yang berfungsi untuk mengubah energi kinetik angin menjadi energi mekanik pada poros turbin tersebut (Sargolzaei, 2007:51). Turbin yang memanfaatkan tenaga angin pada awalnya digunakan di sektor pertanian sebagai penggiling biji-bijian dan pemompa air untuk irigasi. Diakhir abad ke-19 turbin angin mulai dimanfaatkan sebagai pembangkit listrik oleh P. La Cour dari Denmark.

Turbin angin merupakan suatu solusi energi terbarukan yang sedang banyak dikembangkan karenan hanya membutuhkan energi angin sebagai penggeraknya. Meskipun daya yang dihasilkan tidak sebesar pembangkit lainnya akan tetapi turbin angin merupakan solusi yang paling mudah untuk memenuhi kebutuhan listrik penduduk dengan cakupan yang kecil. Daya

yang dihasilkan oleh turbin angin yang berada di Indonesia pada suatu pesisir pantai kurang lebih 800 KW. Sehingga hanya cukup untuk memenuhi kebutuhan listrik masyarakat sekitar saja.

Komponen utama dari turbin angin terdiri dari rotor, baling-baling yang melekat pada rotor, generator dan struktur menara. Rotor adalah elemen dari turbin angin yang mengumpulkan energi dari angin. Baling-baling dari turbin angin melekat pada pusat rotor. Baling-baling ini diputar oleh aliran angin dengan menggunakan desain aerodinamis yang rumit. Tingkat putaran baling-baling tergantung pada kecepatan angin dan bentuk baling-balingnya. Adapun kerja dari turbin angin adalah mengubah energi kinetik menjadi energi mekanik berupa putaran poros. Putaran poros tersebut kemudian digunakan untuk memutar generator agar menghasilkan listrik. Dalam turbin angin komersial terdapat *gearbox* yang ditempatkan di antara rotor dan generator, untuk mengubah kecepatan putaran rendah baling-baling ke rotasi kecepatan tinggi yang diperlukan untuk memproduksi listrik. Kecepatan rotasi turbin angin biasanya antara 40-400 rpm (rotasi per menit) sedangkan untuk menghasilkan listrik kita membutuhkan 1200 -1800 rpm. Untuk pemasangannya, Turbin angin ini terpasang pada bagian atas struktur menara tinggi (biasanya di atas 80 meter) untuk dapat beroperasi pada ketinggian yang diperlukan. Turbin angin memanfaatkan aliran angin pada ketinggian yang lebih tinggi karena kecepatannya yang lebih tinggi dan lebih konstan (karena pengaruh penurunan drag). Desain turbin angin yang ada saat ini secara umum terbagi menjadi 2, yaitu *Vertical Axis Wind Turbine* (VAWT) dan *Horizontal Axis Wind Turbine* (HAWT).

Putaran turbin pada poros digunakan untuk menggerakkan rotor pada generator sehingga menghasilkan listrik. Terdapat 2 tipe turbin angin yaitu turbin angin sumbu horizontal (TASH) dan turbin angin sumbu vertikal (TASV). TASH merupakan turbin yang memiliki sudu dengan sumbu putar sejajar terhadap tanah sedangkan sudu TASV memiliki sumbu putar tegak lurus ke tanah. Terdapat beberapa jenis TASV yaitu tipe Savonius, tipe

darrieus, dan tipe H-rotor. Dalam penelitian ini akan dibahas mengenai TASV model Savonius.

2.2.1 Turbin Angin Sumbu Horizontal (TASH)/Horizontal Axis Wind Turbine (HAWT)

Turbin angin sumbu horizontal (TASH) memiliki poros rotor utama dan generator listrik di puncak menara. Turbin berukuran kecil diarahkan oleh sebuah baling-baling angin (baling-baling cuaca) yang sederhana, sedangkan turbin berukuran besar pada umumnya menggunakan sebuah sensor angin yang digandengkan ke sebuah servo motor. Sebagian besar memiliki sebuah gearbox yang mengubah perputaran kincir yang pelan menjadi lebih cepat berputar.

Karena sebuah menara menghasilkan turbulensi di belakangnya, turbin biasanya diarahkan melawan arah anginnya menara. Bilah-bilah turbin dibuat kaku agar mereka tidak terdorong menuju menara oleh angin berkecepatan tinggi. Sebagai tambahan, bilah-bilah itu diletakkan di depan menara pada jarak tertentu dan sedikit dimiringkan.

Karena turbulensi menyebabkan kerusakan struktur menara, dan realibilitas begitu penting, sebagian besar TASH merupakan mesin upwind (melawan arah angin). Meski memiliki permasalahan turbulensi, mesin downwind (menurut jurusan angin) dibuat karena tidak memerlukan mekanisme tambahan agar mereka tetap sejalan dengan angin, dan karena di saat angin berhembus sangat kencang, bilah-bilahnya bisa ditekuk sehingga mengurangi wilayah tiupan mereka dan dengan demikian juga mengurangi resintensi angin dari bilah-bilah itu.

Kelebihan TASH

- Dasar menara yang tinggi membolehkan akses ke angin yang lebih kuat di tempat-tempat yang memiliki geseran angin (perbedaan antara laju dan arah angin antara dua titik yang jaraknya relatif dekat di dalam atmosfer bumi). Di sejumlah

lokasi geseran angin, setiap sepuluh meter ke atas, kecepatan angin meningkat sebesar 20%.

Kelemahan TASH

- Menara yang tinggi serta bilah yang panjangnya bisa mencapai 90 meter sulit diangkut. Diperkirakan besar biaya transportasi bisa mencapai 20% dari seluruh biaya peralatan turbin angin.
- TASH sangat sulit dipasang, membutuhkan Derek yang sangat tinggi dan mahal serta para operator yang terampil.
- TASH yang tinggi bias memperngaruhi radar airport.
- Ukurannya yang tinggi merintangangi jangkaun pandangan dan mengganggu penampilan lansekap.
- Berbagai varian downwind menderita kerusakan struktur yang disebabkan oleh turbulensi.
- TASH membutuhkan mekanisme control yaw tambahan untuk membelokkan kincir kearah angin.



Gambar 2.1 Salah Satu Contoh Turbin Angin Horizontal
(wikipedia.com)

2.2.2 Turbin Angin Sumbu Vertikal (TASV)/Vertical Axis Wind Turbine (VAWT)

Turbin angin sumbu vertikal/tegak (atau TASV) memiliki poros/sumbu rotor utama yang disusun tegak lurus. Kelebihan utama susunan ini adalah turbin tidak harus diarahkan ke angin agar menjadi efektif. Kelebihan ini sangat berguna di tempat-tempat yang arah anginnya sangat bervariasi. VAWT mampu mendayagunakan angin dari berbagai arah.

Dengan sumbu yang vertikal, generator serta gearbox bisa ditempatkan di dekat tanah, jadi menara tidak perlu menyokongnya dan lebih mudah diakses untuk keperluan perawatan. Tapi ini menyebabkan sejumlah desain menghasilkan tenaga putaran yang berdenyut. Drag (gaya yang menahan pergerakan sebuah benda padat melalui fluida (zat cair atau gas) bisa saja tercipta saat kincir berputar.

Karena sulit dipasang di atas menara, turbin sumbu tegak sering dipasang lebih dekat ke dasar tempat ia diletakkan, seperti tanah atau puncak atap sebuah bangunan. Kecepatan angin lebih pelan pada ketinggian yang rendah, sehingga yang tersedia adalah energi angin yang sedikit. Aliran udara di dekat tanah dan obyek yang lain mampu menciptakan aliran yang bergolak, yang bisa menyebabkan berbagai permasalahan yang berkaitan dengan getaran, diantaranya kebisingan dan bearing wear yang akan meningkatkan biaya pemeliharaan atau mempersingkat umur turbin angin. Jika tinggi puncak atap yang dipasang menara turbin kira-kira 50% dari tinggi bangunan, ini merupakan titik optimal bagi energi angin yang maksimal dan turbulensi angin yang minimal.

Kelebihan TASV

- Tidak membutuhkan struktur menara yang besar
- Karena bilah – bilah rotornya vertical, tidak dibutuhkan mekanisme yaw
- Sebuah TASV bias diletakkan lebih dekat dengan tanah, membuat pemeliharaan bagian – bagiannya yang bergerak jadi lebih mudah.

- TASV memiliki sudut airfoil (bentuk bilah sebuah baling – baling yang terlihat secara melintang) yang lebih tinggi, memberikan keaerodinamisan yang tinggi sembari mengurangi drag pada tekanan yang rendah dan tinggi.
- Desain TASV berbilah lurus dengan potongan melintang berbentuk kotak atau empat persegi panjang memiliki wilayah tiupan lebih besar untuk diameter tertentu daripadawilayah tiupan berbentuk lingkaran TASH.
- TASV memiliki kecepatan awal angin yang lebih rendah daripada TASH. Biasanya TASV mulai menghasilkan listrik pada 10km/jam (6 mph).
- TASV biasanya memiliki tip speed ratio (perbandingan antara kecepatan putaran dari ujung sebuah bilah dengan laju sebenarnya angin) yang lebih rendah sehingga lebih kecil kemungkinannya rusak di saat angin berhembus sangat kencang.
- TASV bisa didirikan pada lokasi-lokasi dimana struktur yang lebih tinggi dilarang dibangun.
- TASV yang ditempatkan di dekat tanah bisa mengambil keuntungan dari berbagai lokasi yang menyalurkan angin serta meningkatkan laju angin (seperti gunung atau bukit yang puncaknya datar dan puncak bukit),
- TASV tidak harus diubah posisinya jika arah angin berubah.
- Kincir pada TASV mudah dilihat dan dihindari burung.

Kekurangan TASV

- Kebanyakan TASV memproduksi energi hanya 50% dari efisiensi TASH karena drag tambahan yang dimilikinya saat kincir berputar.
- TASV tidak mengambil keuntungan dari angin yang melaju lebih kencang di elevasi yang lebih tinggi.
- Kebanyakan TASV mempunyai torsi awal yang rendah, dan membutuhkan energi untuk mulai berputar.
- Sebuah TASV yang menggunakan kabel untuk menyanggahnya memberi tekanan pada bantalan dasar karena semua berat rotor dibebankan pada bantalan. Kabel yang dikaitkan ke

puncak bantalan meningkatkan daya dorong ke bawah saat angin bertiup.

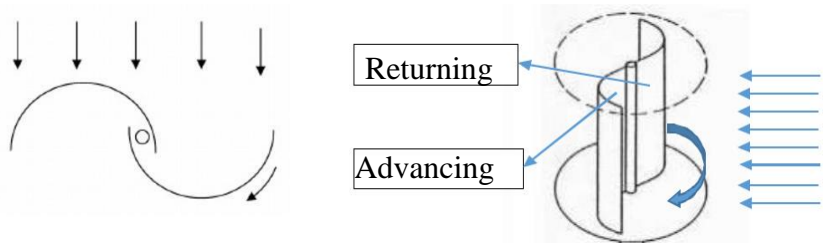


Gambar 2.2 Salah Satu Contoh Turbin Angin Sumbu Vertical Tipe Darrieus (indoenergi, 2012)

2.3 Turbin Angin Savonius

Turbin angin Savonius memiliki bentuk dasar sudu setengah silinder. Turbin angin Savonius pertama kali ditemukan oleh seorang insinyur asal Finland yang bernama **Sigurd J. Savonius** pada tahun 1922. Konsep kerja turbin angin ini cukup sederhana dimana turbin angin ini menghasilkan daya dengan cara memanfaatkan gaya drag yang dihasilkan tiap-tiap sudunya. Gaya drag adalah gaya yang berkerja berlawanan dengan arah angin yang menumbuk sudu. (White, 1986: 412). Sebenarnya kincir angin sendiri sudah ditemukan di abad ke 5 di persia dan mulai menyebar di seluruh bagian negara eropa. Turbin ini memiliki sumbu vertikal dengan bentuk sudu berbentuk setengah silinder dan menyerupai huruf “S”. Turbin ini juga disebut sebagai turbin drag karena cara menggerakannya memanfaatkan gaya *drag* pada sudu – sudunya. Terdapat dua sisi pada turbin ini, yaitu sisi yang berbentuk cembung disebut *returning blade* dan sisi cekung yang disebut *advancing blade*. Sisi *returning blade* membelakangi arah aliran angin yang datang, sedangkan sisi

advancing blade tegak lurus terhadap arah datangnya aliran angin sehingga berfungsi sebagai penangkap aliran. Gaya drag pada turbin Savonius ini nantinya dapat menghasilkan daya dengan cara mengubah energi kinetik dari angin menjadi energi mekanis pada generator yang kemudian menjadi energi listrik. Kelebihan dari turbin angin Savonius adalah tidak memerlukan torsi awal untuk memutarinya dan sebagai sumber listrik untuk keperluan yang kecil seperti pompa air. Skema dari Turbin Angin Savonius dan bentuk rotornya bisa dilihat gambar 2.3.

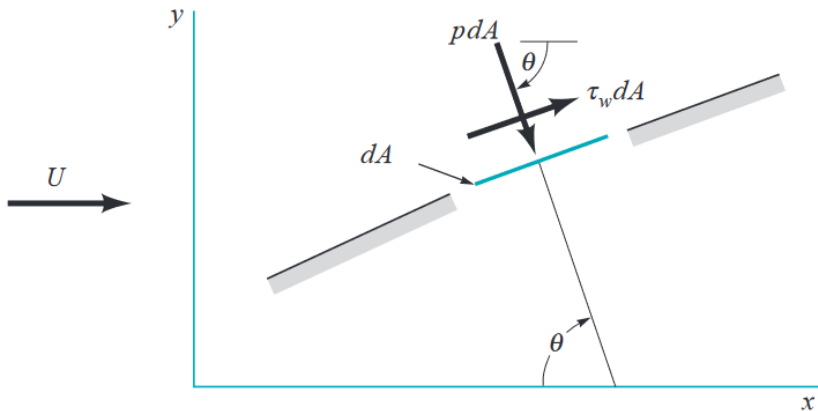


Gambar 2.3 Arah Aliran Angin Turbin Savonius (**David Spera, 2008**) dan Penamaan bagian turbin angin Savonius (Sumber: www.reuk.co.uk/Savonius-Wind-Turbines.htm)

Turbin angin Savonius yang termasuk kedalam tipe TASV dapat berputar tanpa mempedulikan arah angin serta turbin dapat berputar dengan laju angin yang relatif kecil sehingga sangat cocok digunakan pada daerah yang memiliki arah angin tidak menentu dan laju angin yang relatif rendah. Meskipun turbin angin Savonius dapat mudah berputar meski hanya dengan laju angin rendah namun efisiensi dari turbin angin Savonius masih rendah yaitu hanya 15% saja dari energi angin yang mengenai sudu yang dapat berubah menjadi energi mekanik rotasi. Selain itu kecepatan turbin Savonius tidak dapat melebihi kecepatan angin sehingga dibutuhkan gear box agar dapat mengurangi torsi dan menghasilkan rpm yang lebih besar.

2.4 Gaya Drag

Gaya *drag* adalah gaya hambat yang yang dikarenakan adanya gesekan dan tahanan antara suatu permukaan dengan udara di sekitar. Gaya ini akan timbul apabila suatu benda dialiri aliran viscous dan incompressible. Gaya drag mempunyai arah sejajar horisontal dengan arah aliran. Sedangkan gaya lift atau gaya angkat mempunyai arah vertikal atau tegak lurus dengan arah aliran. Gaya *drag* yang terjadi dapat berupa *skin friction drag* (F_{Df}), yaitu gaya hambat yang menyinggung permukaan secara tangensial yang timbul sebagai akibat adanya viskositas (tegangan geser antara fluida dan permukaan benda). Gaya *drag* juga bisa terjadi berupa *pressure drag* (F_{Dp}) 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* seperti terlihat di gambar 2.4.



Gambar 2.4 Skema sederhana gaya *drag* dan *lift* (Bruce R Munson dkk, 2009)

Dari skema sederhana pada ilustrasi gambar diatas, gaya hambat yang terbentuk dapat didefinisikan sebagai berikut :

$$F_D = F_{Dp} + F_{Df} \quad (2.1)$$

$$F_D = \int \cos\theta.(p.dA) + \int \sin\theta.(\tau.dA) \quad (2.2)$$

Gaya hambat merupakan suatu bilangan tak berdimensi yang biasa disebut sebagai koefisien *drag* (C_D), Oleh karena itu dapat disimpulkan persamaan untuk mengetahui gaya drag ini adalah:

$$C_D = \frac{F_D}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 \cdot A} \quad (2.3)$$

$$F_D = C_D \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 \cdot A \quad (2.4)$$

dimana :

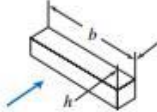






A : Luas permukaan benda (m^2)

F_D : Gaya Drag (Newton)

$\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2$: Tekanan dinamis aliran bebas

Besar dari C_D bergantung dari bentuk geometri dari benda tersebut. Nilai C_D dari masing-masing geometri terlihat di table berikut.

Tabel 2.1 Nilai Koefisien Drag pada Beberapa Bentuk Geometri

Object	Diagram		$C_D(Re \geq 10^3)$
Square prism		$b/h = \infty$	2.05
		$b/h = 1$	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

^aData from Hoerner [16].

^bBased on ring area.

2.5 Bilangan Reynolds

Bilangan *Reynolds* adalah suatu bilangan tak berdimensi yang menyatakan rasio antara gaya inersia terhadap gaya viscous yang mengkuantifikasikan hubungan kedua gaya tersebut dengan suatu kondisi aliran tertentu. Bilangan digunakan untuk menentukan suatu aliran sebagai aliran *laminar* atau *turbulent* pada aliran *incompressible*.

Pada perhitungan bilangan *Reynolds* untuk aliran eksternal digunakan persamaan berikut :

$$Re = \frac{\text{Gaya Inersia}}{\text{Gaya Viscous}} \quad (2.5)$$

dimana;

$$\text{Gaya Inersia} = p \times A = \rho \cdot V^2 \cdot L^2 \quad (2.6)$$

$$\text{Gaya Viscous} = \tau \times A = \left(\frac{\mu \cdot V}{L}\right) \quad (2.7)$$

Sehingga,

$$Re = \frac{\rho \cdot V^2 \cdot L^2}{\left(\frac{\mu \cdot V}{L}\right)} = \frac{\rho \cdot V \cdot L}{\mu} \quad (2.8)$$

dengan keterangan:

ρ :densitas fluida

V :kecepatan *free stream flow* di fluida

μ :viskositas dinamis fluida

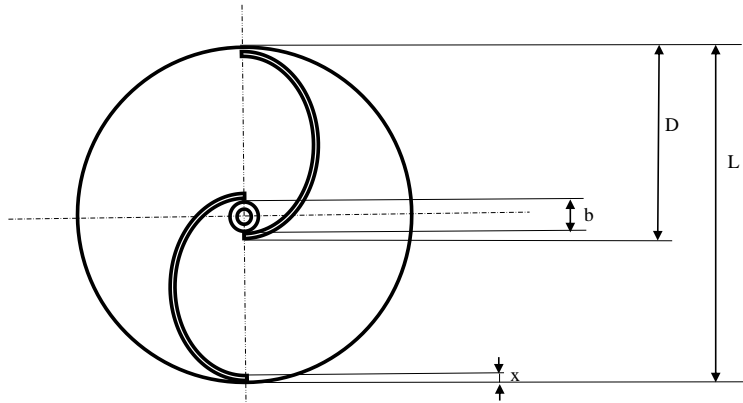
L :panjang karakteristik

Dalam studi eksperimen ini panjang karakteristik yang dimaksud adalah diameter turbin (L) dengan persamaan $L=2D-b-2x$ dimana :

D = diameter sudu turbin

b = lebar *overlap* antara kedua sudu turbin.

x = tebal turbin.



Gambar 2.5 Ilustrasi Turbin Angin Savonius

Maka akan didapatkan persamaan sebagai berikut

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot L}{\mu} = \frac{\rho \cdot V \cdot (2D - b - 2x)}{\mu} \quad (2.9)$$

2.6 Perhitungan Daya

Prinsip utama dari turbin angin adalah laju energi angin yang dapat dikonversikan oleh turbin menjadi energi mekanik. Energi mekanik yang didapatkan dikonversikan menjadi hitungan daya yang menjadi indikator performa dari turbin angin Savonius.

2.6.1 Perhitungan Daya Turbin Teoritis

Besarnya laju energi angin yang dapat dikonversikan menjadi energi mekanik oleh turbin angin secara teoritis dipengaruhi oleh energi kinetik yang dihasilkan oleh udara serta laju aliran massa dari udara. Besarnya energi kinetik dapat dihitung secara menggunakan rumus berikut:

$$E_k = \frac{1}{2} \cdot m \cdot V^2 \quad (2.10)$$

Massa udara yang bergerak dalam satuan waktu dengan kerapatan ρ , yaitu :

$$\dot{m} = \rho \cdot V \cdot A \quad (2.11)$$

Apabila luas permukaan pada turbin yang ditabrak oleh angin dirumuskan dengan persamaan

$$A = L \cdot H \\ = (2D - b - 2x) \cdot H$$

Sehingga, besarnya daya yang dapat dihasilkan oleh angin yang berhembus dapat dihitung dengan rumus berikut:

$$P_w = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot VxV^2 \\ P_w = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot V^3 \quad (2.12)$$

Dengan:

E_k = energi kinetik (Joule)

P_w = daya angin (watt)

ρ = massa jenis udara (kg/m^3)

A = luas penampang turbin (m^2)

D = diameter sudu turbin (m)

b = overlap diameter poros (m)

H = tinggi turbin (m)

V = kecepatan udara (m/s)

2.6.2 Perhitungan Daya Aktual Turbin

Pada perhitungan daya aktual turbin (P_T) pada perencanaannya akan diukur menggunakan *Brake* Dyamometer dimana alat tersebut menghitung besarnya torsi dinamis yang dihasilkan oleh aliran fluida pada turbin angin Savonius. Perhitungan daya aktual turbin (P_T) dapat dihitung menggunakan rumus berikut:

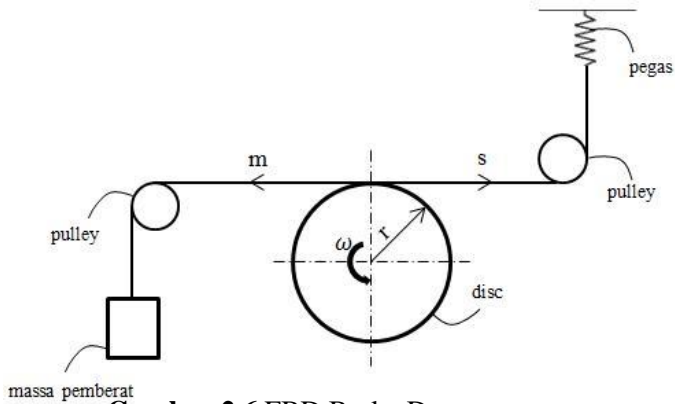
$$P_T = T_D \cdot \omega \quad (2.13)$$

Dengan:

P_T = Daya aktual turbin (watt)

T_D = Torsi dinamis turbin yang dalam penelitian diukur dengan menggunakan *Brake* dynamometer (N-m)

ω = Kecepatan putaran turbin angin Savonius (rad/s).



Gambar 2.6 FBD Brake Dynamometer

Besarnya torsi yang dihasilkan oleh turbin angin dapat dihitung menggunakan rumus berikut:

$$T_D = F \cdot r \quad (2.14)$$

Dengan:

r = radius *pulley* (m)

Gaya yang bekerja pada poros turbin dapat diukur dengan rumus berikut:

$$F = (m - s) \cdot g \quad (2.15)$$

Dengan:

m = massa pemberat (kg)

s = pegas yang terbaca (kg)

g = akselerasi gravitasi (m/s^2)

Kecepatan putaran turbin angin Savonius dapat dihitung menggunakan rumus berikut:

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \quad (2.16)$$

Dengan menggunakan persamaan 2.14, 2.15 dan 2.16, maka didapatkan persamaan berikut:

$$P_T = \frac{(m-s) \cdot g \cdot r \cdot \pi \cdot n}{30} \quad (2.17)$$

2.6.3 Coefficient of Power

Coefficient of Power (CoP) merupakan suatu perbandingan antara daya yang dihasilkan secara mekanik pada sudu oleh turbin angin terhadap daya yang dihasilkan oleh *drag force* yang dihasilkan oleh aliran udara. Persamaan *Coefficient of Power* (CoP) dapat ditulis sebagai berikut:

$$C_{op} = \frac{P_T}{P_w}$$

$$C_{op} = \frac{(m-s)g.r.\pi.n}{15.\rho.A.V^3} \quad (2.18)$$

2.6.4 Coefficient of Moment

Coefficient of Moment (C_M) merupakan salah satu paramater untuk menentukan performa pada turbin angin. Coefficient of Moment sendiri merupakan perbandingan antara torsi yang dihasilkan oleh turbin dan torsi dari hasil perhitungan teoritis. Torsi dari turbin didapatkan dari pembacaan dari alat torsi statis. Persamaan untuk Coefficient of Moment adalah sebagai berikut:

$$C_M = \frac{T_D}{T_\infty} \quad (2.19)$$

dimana :

T_∞ : torsi teoritis (N.m)
 T_D : torsi dinamis turbin yang diukur dengan Brake Dynamometer (N.cm)

Persamaan torsi teoritis adalah sebagai berikut:

$$T_\infty = \frac{1}{2} \rho A V^2 D \quad (2.20)$$

dimana :

ρ : massa jenis fluida (kg.m^3)
 A : luas karakteristik turbin yang terkena fluida (m^2)
 V : kecepatan fluida yang mengalir (m/s)
 D : diameter sudu turbin angin Savonius
 $(\text{m}) \frac{L}{2} = \frac{2D-b-2x}{2}$

Maka, didapatkan persamaan sebagai berikut

$$C_M = \frac{T_D}{T_\infty}$$

$$C_M = \frac{T_D}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot V^2 \cdot D}$$

$$C_M = \frac{4 \cdot T_D}{\rho \cdot A \cdot V^2 \cdot L} \quad (2.21)$$

2.6.5 Tip Speed Ratio

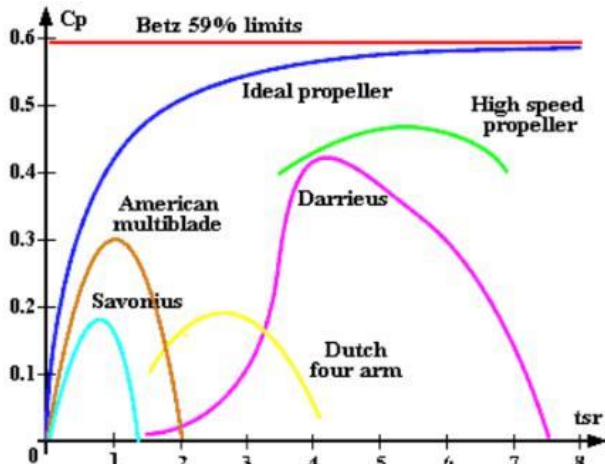
Tip Speed Ratio (TSR) merupakan perbandingan antara kecepatan putar turbin terhadap kecepatan angin. TSR dilambangkan dengan .

$$\lambda = \frac{\omega \cdot R}{V} \quad (2.22)$$

Dengan:

λ = *tip speed ratio*
 ω = kecepatan angular turbin angin Savonius(rad/s)
 R = jari-jari turbin (m) = $\frac{L}{2} = \frac{2D-b-2x}{2}$
 V = kecepatan angin (m/s)

Karena setiap tipe turbin angin memiliki karakteristik yang berbeda-beda, maka faktor daya sebagai fungsi dari TSR juga berbeda sebagaimana ditunjukkan oleh gambar 2.7 berikut:



Gambar 2.7 Faktor daya sebagai fungsi TSR berbagai jenis turbin (Al-Shemmeri, 2010)

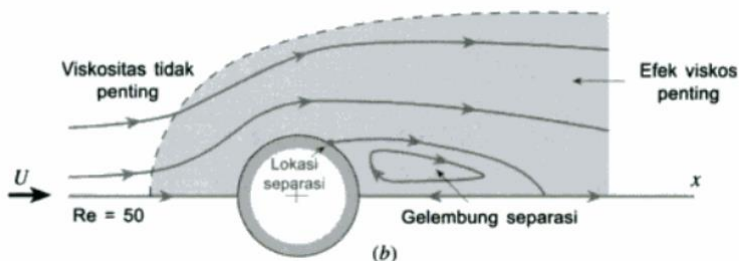
2.7 Aliran Melintasi Sebuah Silinder

Suatu aliran apabila melewati suatu benda tentunya akan mengikuti kontur dari benda tersebut. Aliran yang melewati suatu bentuk sederhana (mis: silinder, plat) diperkirakan akan memiliki medan aliran yang sederhana juga dibandingkan dengan aliran melewati suatu benda yang bentuknya lebih kompleks (mis: pesawat terbang). Karakteristik aliran yang terjadi ini akan tergantung pada beberapa parameter seperti; ukuran, orientasi, kecepatan dan sifat fluida.

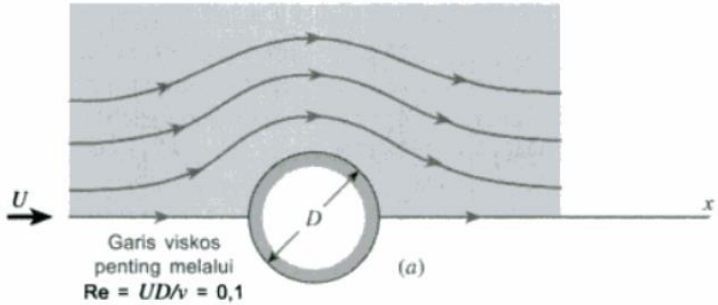
Suatu aliran yang melintasi silinder akan menjadi aliran yang kompleks dan berbanding lurus dengan berubahnya bilangan *Reynolds*. Bilangan *Reynolds* ini menyatakan perbandingan dari efek inersia dan efek viskos. Ketika efek viskos diabaikan ($\mu=0$) maka bilangan *Reynolds* menjadi tak terhingga, akan tetapi bila efek inersia diabaikan ($\rho=0$) maka bilangan *Reynolds* akan menjadi 0. Aliran dengan bilangan *Reynolds* < 1 apabila melewati suatu silinder seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.8 menyatakan bahwa adanya silinder dan efek viskos akan terasa pada bagian yang relatif besar pada medan aliran.

Dengan meningkatnya bilangan *Reynolds* maka efek viskos yang berada pada daerah di depan silinder menjadi lebih kecil, dimana daerah viskos berada pada jarak yang pendek pada bagian depan silinder. Efek viskos dikonveksikan ke hilir dan akan kehilangan kesimetrisannya. Dengan meningkatnya bilangan *Reynolds* pula inersia fluida menjadi lebih penting yang ditandai dengan terciptanya lokasi separasi seperti yang ditunjukkan oleh gambar 2.10. Inersia fluida semakin besar sehingga tidak dapat mengikuti lintasan melengkung di sekitar bagian belakang benda. Hasilnya terbentuk gelembung separasi di bagian belakang silinder.

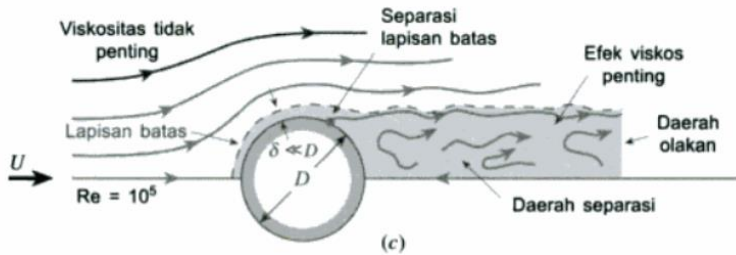
Daerah yang dipengaruhi oleh gaya viskos terdorong ke hilir sampai hanya melibatkan sebuah lapisan batas tipis di bagian depan silinder dan daerah olakan yang tak beraturan yang membentang sampai sejauh ke hilir silinder. Fluida di daerah di luar lapisan batas dan daerah olakan mengalir seakan fluida tersebut inviscid. Seperti kita ketahui bahwa viskositas fluida sama seluruhnya dalam medan aliran. Efek viskos tersebut berpengaruh pada daerah aliran yang kita tinjau. Gradien kecepatan di dalam lapisan bats dan daerah olakan jauh lebih besar daripada daerah lainnya pada medan aliran. Karena tegangan geser (efek viskos) adalah perkalian antara viskositas fluida dan gradien kecepatan maka efek viskos hanya terbatas pada lapisan batas dan daerah olakan.



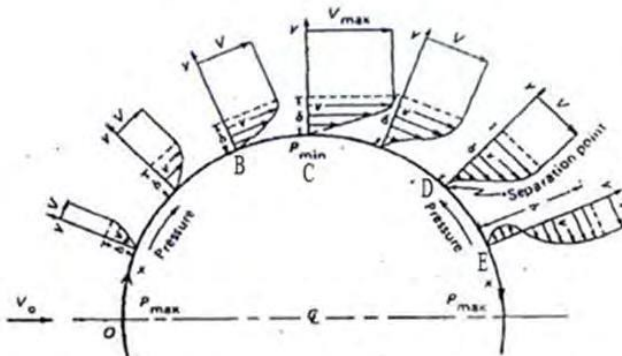
Gambar 2.8 Aliran dengan Bilangan *Reynolds* Rendah Melewati Silinder (Farullahasby, 2013)



Gambar 2.9 Aliran dengan Bilangan *Reynolds* Sedang (Transisi) Melewati Silinder (Farullahasby, 2013)



Gambar 2.10 Aliran dengan Bilangan *Reynolds* Besar Melewati Silinder (Farullahasby, 2013)



Gambar 2.11 Mekanisme Terjadinya Separasi pada Aliran Melewati Silindry (**Farullahasby, 2013**)

Gambar 2.11 menjelaskan proses terjadinya separasi dan *wake* pada aliran yang melewati silinder. Fluida dari titik A sampai C mengalami percepatan tetapi gradien tekanannya negatif. Setelah melewati titik C, fluida mengalami peningkatan tekanan atau gradien tekanannya bernilai positif.

Hal ini disebut juga sebagai *adverse pressure gradient* dan hal ini menyebabkan partikel fluida didalam *boundary layer* menjadi lambat. Gaya tekan dan gaya geser pada elemen bawah melawan arah aliran. Perbedaan tekanan dan gaya geser ini mengakibatkan momentum pada aliran di bagian atas lebih besar dan sangat berpengaruh terhadap fluida yang terletak dekat permukaan. Ketika momentum partikel fluida berkurang terus oleh gaya tekan dan gaya geser maka aliran fluida dipermukaan diperlambat hingga diam sampai pada titik D, gradien kecepatan menjadi nol $dU/dy |_{y=0}$. Pengaruh *adverse gradient* ini adalah mengurangi kecepatan.

Lebih jauh lagi yaitu di titik E terjadi *adverse pressure gradient* yang cukup oleh karena itu aliran didekat permukaan telah berbalik arah dan fluida sudah tidak mampu mengikuti bentuk dari permukaan dan menjauhinya. Titik awal terjadi peristiwa pemisahan aliran dari permukaan kontur disebut dengan titik separasi. Penyebab dari titik separasi ini adalah momentum

yang digunakan untuk menggerakkan fluida sudah tidak mampu lagi mengatasi gaya gesek dan tekanan balik (*adverse pressure gradien*).

Jika separasi terjadi, maka akan terbentuk daerah di belakang silinder yang tidak tersentuh oleh aliran yang disebut *wake*. Daerah *wake* adalah daerah bertekanan rendah yang dibentuk oleh terpisahnya *boundary layer* bagian atas dan bagian bawah. Lebar dari *wake* dipengaruhi oleh posisi titik separasi. Pada kasus aliran turbulen, *boundary layer* lebih mampu untuk bertahan terhadap *adverse pressure gradient* dan gaya gesek, sehingga titik separasi terletak lebih ke belakang *body*, hal ini menyebabkan daerah *wake* yang terbentuk lebih sempit.

2.8 Penelitian Terdahulu

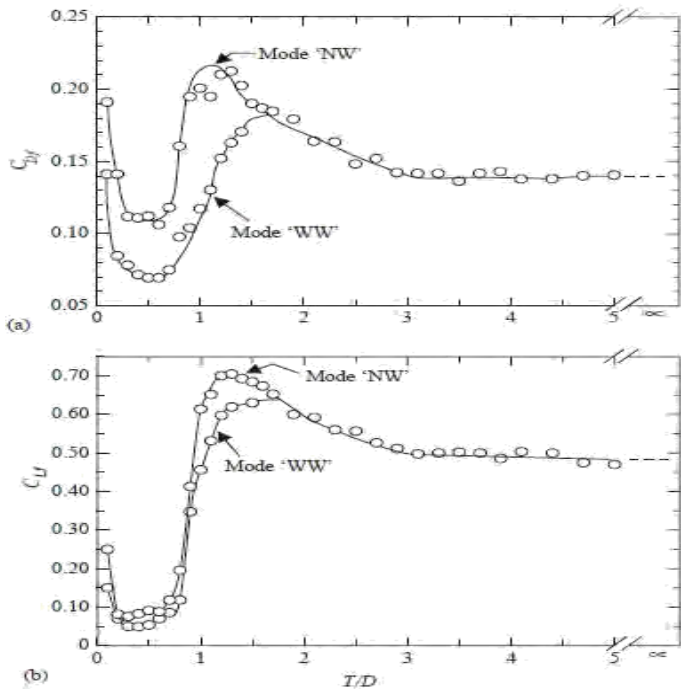
Untuk memudahkan penelitian ini, maka diperlukan beberapa referensi dari penelitian-penelitian terdahulu yang berkaitan dengan penelitian yang akan dilakukan. Beberapa penelitian tersebut yang akan dijabarkan antara lain, penelitian tentang silinder berpengganggu yang dilakukan oleh Mahbub Alam et al, penelitian turbin angin tipe Savonius berpengganggu oleh Sakti et al dan penelitian turbin Savonius dengan silinderpengganggu dengan variasi jarak antara pusat *returning blade* turbin angin dan silinder pengganggu oleh Retno Dewi et al, Jasmi Aprilia Rustam, dan Fikri Amirul.

2.8.1. Penelitian Silinder Berpengganggu

Penelitian mengenai aliran fluida yang melalui sebuah silinder dengan pengganggu silinder lain dengan diameter yang sama dengan tujuan untuk mengurangi gaya hambat pada silinder utama telah dilakukan oleh **Mahbub Alam et al (2003)**. Penelitian yang dilakukan pada silinder tunggal dan silinder sirkular dengan menggunakan *tripping rods* untuk mereduksi gaya fluida yang terjadi pada silinder yang diposisikan pada *wind tunnel* yang memiliki luasan 300 x 1200 mm dengan variasi T/D

atau variasi jarak antara silinder dengan silinder utama $< 1,2$ dan dilakukan pada kondisi bilangan *Reynolds* $5,5 \times 10^5$.

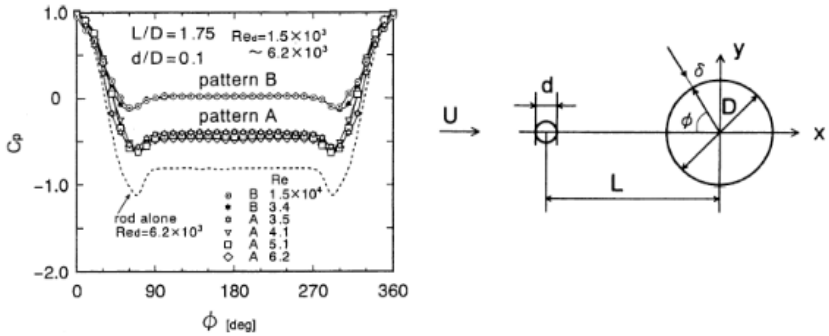
Penelitian ini menunjukkan posisi sudut optimum tripping rods untuk mengurangi gaya drag adalah 30° dengan $\delta = 0,4$ mm dan diameter 5 mm. Pada posisi sudut dari tripping rods ini, CD, CDF dan CLF telah berkurang menjadi 67%, 61% dan 87% dan satu aliran sebagai aliran reattachment ($\alpha = 20-40$, pattern A) dimana boundary layers yang separasi dari tripping rods akan reattached pada permukaan silinder belakang tripping rods, dan akhirnya terjadi separasi laminar di permukaan silinder. Dalam jarak α ini, gaya fluida yang terjadi pada silinder dapat direduksi secara signifikan. Md. Mahbub Alam[1] menemukan aliran bistable dalam range $T / D = 0,10 \sim 1,50$ dan $0,10 \sim 1,0$ untuk silinder polos dan silinder dengan tripping rods. Penggunaan tripping rods signifikan mengurangi gaya hambat yang bertindak pada silinder. Sebuah sifat bistable dari aliran pada silinder tunggal muncul ketika tripping rods yang ada diposisi pada sudut $41^\circ-44^\circ$. Jarak kritis di mana aliran bistable muncul ditemukan pada rasio jarak 3,0 dan 2,6 untuk silinder polos dan silinder tripping rods, Gap dipertahankan pada 0,4 mm. Penurunan rata-rata CD untuk $T / D > 1$ adalah sekitar 70%. Namun, pengurangan CD di $T / D = 0,10$ sangat kecil.



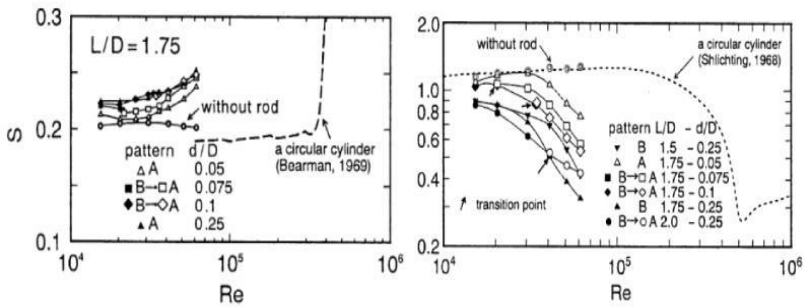
Gambar 2.12 Nilai koefisien distribusi gaya pada fluida (a) koefisien *drag* (b) koefisien *lift* Mahbub Alam et al (2003)

2.8.2. Penelitian Silinder Berpengganggu Pemasangan Tandem

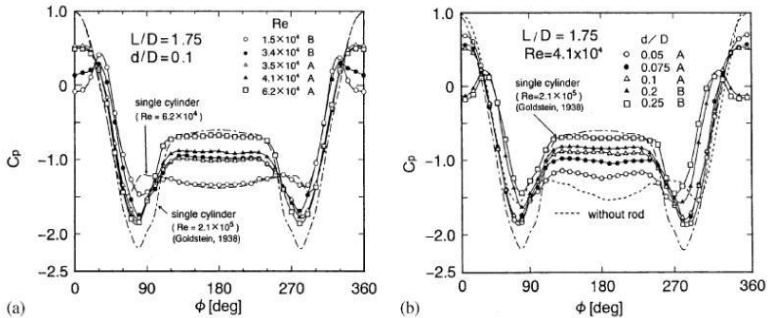
Penelitian mengenai aliran fluida yang melalui sebuah silinder dengan penghalang silinder lain yang berdiameter lebih kecil dilakukan oleh **Tsutsui dan Igarashi (2002)** dengan memvariasikan diameter silinder berpengganggu (d/D), jarak kedua pusat silinder (L/D) dan pengkondisian bilangan *Reynolds*. Hasil penelitian tersebut didapatkan bahwa penurunan harga koefisien *drag* (C_D) berbanding terbalik dengan bilangan Re , d/D dan berbanding lurus dengan harga L/D . Sedangkan pengurangan *pressure drag* didominasi oleh perubahan harga Re .



Gambar 2.13 Grafik koefisien tekanan pada silinder pengganggu dan skema percobaan (Tsutsui dan Igarashi, 2002)



Gambar 2.14 Grafik bilangan Strouhal dan koefisien drag (Tsutsui dan Igarashi, 2002)



(a) Dengan variasi Re (b) Dengan variasi d/D
Gambar 2.15 Grafik distribusi tekanan pada silinder sirkular utama (Tsutsui dan Igarashi, 2002)

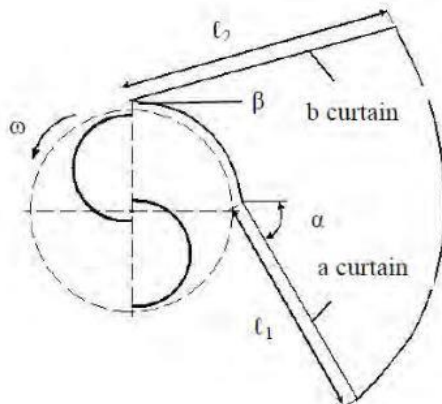
Untuk mengetahui pengaruh variasi bilangan *Reynolds* (Re), diameter silinder pengganggu (d/D), dan jarak pusat silinder pengganggu dengan silinder sirkular utama (L/D) terhadap koefisien drag (C_D) maka didapatkan grafik distribusi C_p seperti gambar 2.15 diatas. Pada gambar 2.15 (a) percobaan dilakukan 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 2.15 (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 2.15 (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 2.15 (b) dapat disimpulkan bahwa dengan penambahan silinder pengganggu dengan variasi diameter yang semakin meningkat maka lebar *wake* dibelakang silinder sirkular utama semakin menyempit.

2.8.3. Penelitian Turbin Angin Savonius Berpengganggu Plat Datar

Penelitian mengenai aliran fluida yang melalui turbin angin tipe Savonius yang diberi pengganggu berupa dua buah plat yang diposisikan di depan turbin, dilakukan oleh **Altan et al (2008)** dengan memvariasikan panjang plat (ℓ_1 dan ℓ_2) dan besar sudut plat (α dan β) dengan kecepatan angin 7 m/s serta bilangan *Reynolds* $1,5 \times 10^5$.

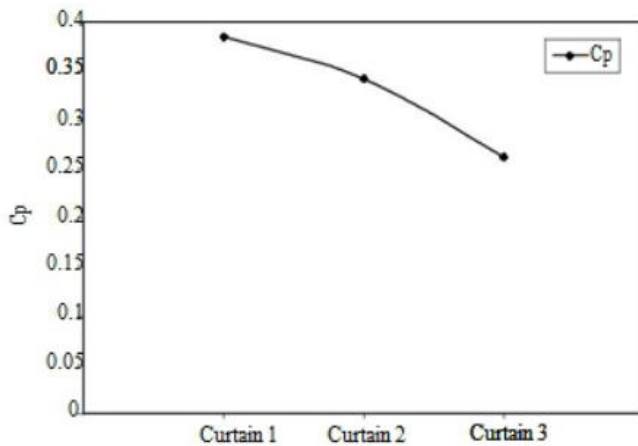


Gambar 2.16 Skema Susunan Pengganggu pada Turbin Angin Savonius (Altan et al, 2008)

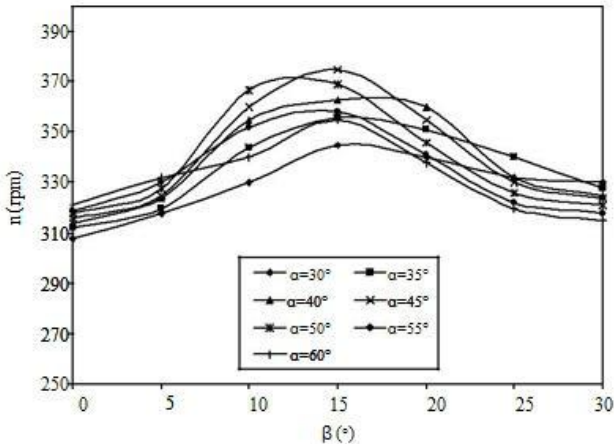
Ada tiga macam variasi panjang plat di ℓ_1 dan ℓ_2 dari plat pengganggu yang digunakan. Ketiga jenisnya ditunjukkan di tabel 2.2 dibawah ini.

Tabel 2.2 Dimensi dari Penyusunan Plat Pengganggu (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

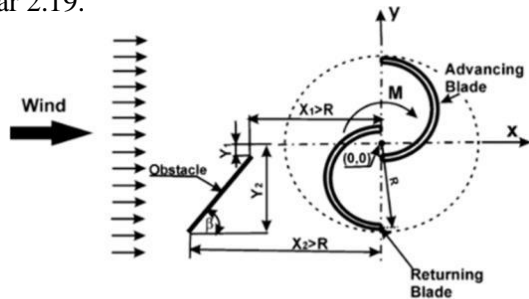


Gambar 2.17 Grafik pengaruh panjang pengganggu terhadap *Coefficient of Power* (B.D. Altan et al, 2008)



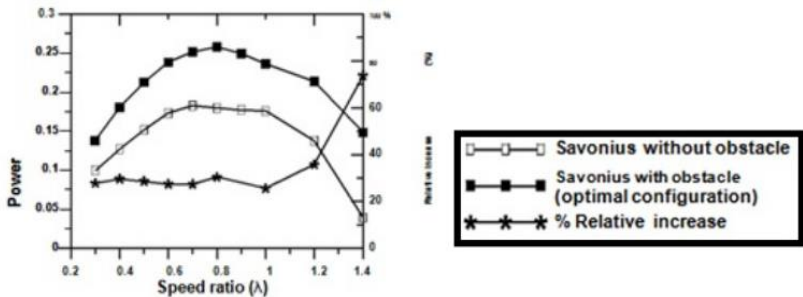
Gambar 2.18 Grafik pengaruh besar sudut plat (α dan β) pada pengganggu 1 terhadap putaran turbin (B.D. Altan et al, 2008)

Simulasi dengan software CFD pada turbin angin Savonius yang diberi pengganggu berupa plat yang diposisikan didepan turbin dengan variasi besar sudut plat (β) dan speed ratio (λ) dengan kecepatan angin 10 m/s juga telah dilakukan oleh M.H. Mohamed et al (2010). Skema rangkaian dapat dilihat pada gambar 2.19.



Gambar 2.19 Skema susunan pengganggu pada turbin angin tipe Savonius dengan dua sudu dan tiga sudu (M.H. Mohamed et al, 2010)

Pada gambar 2.20 dibawah ini dapat diketahui besarnya nilai power yang dihasilkan oleh turbin akibad dari adanya beberapa variasi yang diberikan. Hasil simulasi didapatkan bahwa *Coefficient of Power (Cp)* 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.

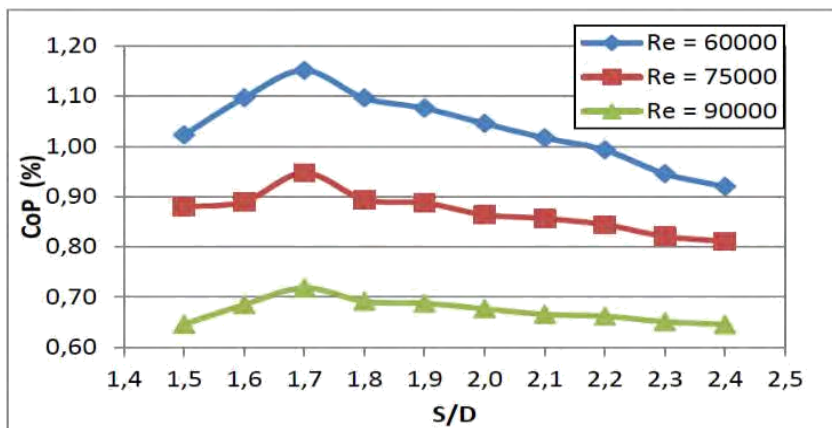


Gambar 2.20 Grafik hubungan antara *speed ratio* dan *power coefficient (Cp)* pada turbin angin Savonius dengan dua sudu (M.H. Mohamed et al, 2010)

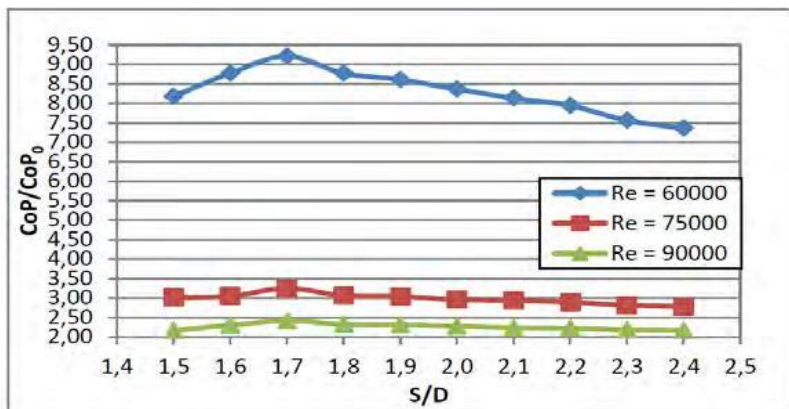
2.8.4. Penelitian Turbin Angin Savonius Berpengganggu Silinder

Penelitian mengenai aliran fluida yang melalui turbin angin tipe Savonius yang diberi pengganggu berupa silinder yang diposisikan di depan *returning blade* turbin Savonius, dilakukan oleh **Retno Dewi (2016)** dengan variasi diameter turbin (d/D) sebesar 0,75, jarak antara pusat silinder pengganggu (S/D) sebesar $1,5 \leq S/D \leq 2,4$ serta bilangan *Reynolds* $6,0 \times 10^4$; $7,5 \times 10^4$ dan $9,0 \times 10^4$.

Hasil penelitian didapatkan bahwa *Coefficient of Power (Cp)* dari turbin angin Savonius dapat meningkat maksimal pada 821% Pada $Re\ 6,0 \times 10^4$; 225 % pada $Re\ 7,5 \times 10^4$ dan 142% pada $Re\ 9,0 \times 10^4$ dimana jarak pusat silinder pengganggu dengan *returning blade* paling efektif adalah 1,7 (S/D).



Gambar 2.21 Grafik Coefficient of Power turbin angin Savonius berpengganggu (CoP) sebagai fungsi jarak pada $S/D = 1,5 - 2,4$ (Retno Dewi, 2016)



Gambar 2.22 Grafik perbandingan *Coefficient of Power* antara turbin angin Savonius berpengganggu dan tanpa silinder pengganggu (CoP/CoP_0) sebagai fungsi jarak pada $S/D = 1,5 - 2,4$ (Retno Dewi, 2016)

Gambar 2.22 menunjukkan grafik *Coefficient of Power* turbin angin Savonius dengan pengganggu silinder sirkular

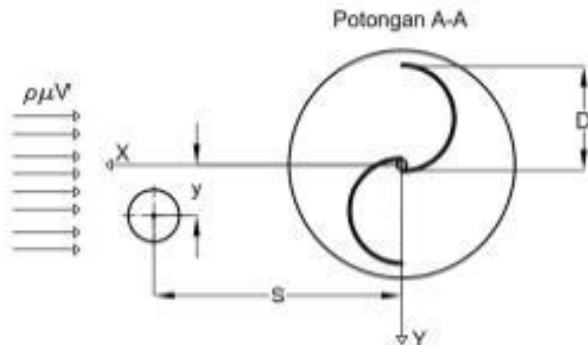
dengan diameter (d) = 45 mm. Grafik tersebut ditampilkan dalam nilai *Coefficient of Power* sebagai fungsi S/D . Dari gambar di atas memperlihatkan bahwa pada jarak S/D yang sama, seiring dengan meningkatnya bilangan *Reynolds*, maka *Coefficient of Power* dari turbin angin Savonius berpengganggu semakin rendah. Pada jarak $S/D = 1,5$; nilai *Coefficient of Power* pada bilangan *Reynolds* $6,0 \times 10^4$ adalah sebesar 1,02 %, sedangkan pada bilangan *Reynolds* $9,0 \times 10^4$ nilai *Coefficient of Power* sebesar 0,65 %. Pada grafik di atas juga memperlihatkan bahwa pada bilangan *Reynolds* $6,0 \times 10^4$; $7,5 \times 10^4$ dan $9,0 \times 10^4$ nilai *Coefficient of Power* mengalami kenaikan dan penurunan. Pada jarak S/D 1,5 sampai dengan 1,7 nilai *Coefficient of Power* mengalami kenaikan, sedangkan pada jarak S/D 1,7 sampai dengan 2,4 nilai *Coefficient of Power* mengalami penurunan. Selain pengaruh silinder pengganggu, variasi jarak juga memberikan efek pada *returning blade*.

Akan tetapi pada Penelitian ini masih dirasa kurang akurat dikarenakan perbandingan luasan turbin Savonius dengan *wind tunnel* melebihi standar penelitian *wind tunnel* yaitu sebesar 16%, sehingga efek *blockage* pada *wind tunnel* menjadi besar. Dari penelitian – penelitian yang dilakukan di atas dapat disimpulkan masih terdapat cara lain untuk meningkatkan performa turbin angin tipe Savonius dengan cara mengurangi efek *blockage*. Penelitian yang akan dilakukan ini digunakan variasi turbin Savonius yang lebih besar dan dikondisikan tidak pada *wind tunnel* untuk mengetahui kondisi aslinya. Dalam hal ini juga diperlakukan pengganggu berupa silinder pengganggu dengan diameter (d/D) 0,75 dan jarak tertentu di depan *returning blade*. Berdasarkan studi serta penelitian yang ada, penelitian ini belum pernah dilakukan sebelumnya.

Gambar 2.22 menunjukkan grafik perbandingan *Coefficient of Power* antara turbin angin Savonius tanpa pengganggu dengan pengganggu silinder sirkular dengan diameter (d) = 45 mm dan tanpa silinder pengganggu (CoP/CoP_0). Pada semua bilangan *Reynolds* yang diteliti dan untuk $S/D = 1,5 - 2,4$; semuanya

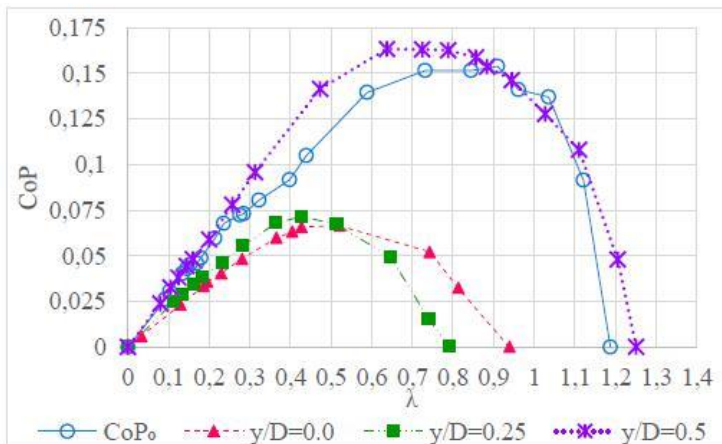
menunjukkan bahwa perbandingan *Coefficient of Power* memiliki nilai lebih besar dari satu. Hal ini menjelaskan bahwa dengandiletakkannya silinder pengganggu di depan *returning blade*, terbukti efektif meningkatkan performa turbin angin.

Pada penelitian yang dilakukan oleh **Jasmi Aprilia Rustam (2018)**, yaitu mengenai turbin angin Savonius yang diberi pengganggu berupa silinder yang diletakkan di depan *returning blade* turbin Savonius. Penelitian menggunakan silinder pengganggu yang memiliki rasio diameter silinder pengganggu terhadap diameter turbin (d/D) = 0,5 dan dengan rasio jarak posisi pengganggu terhadap diameter turbin (S/D) = 2,0. Penelitian dilakukan pada open circuit wind tunnel dengan reynold yang bervariasi $Re=9,7 \times 10^4$; $14,5 \times 10^4$; $17,8 \times 10^4$ dan variasi rasio posisi silinder pengganggu yang tegak lurus arah datangnya angin terhadap diameter turbin angin (y/D) = 0,0; 0,25; 0,5. Penelitian ini menggunakan turbin Savonius dengan diameter (D) sebesar 165,2 mm, tinggi turbin (H) sebesar 294,4 mm, diameter poros (e) sebesar 19 mm, dan diameter end plate (D_0) sebesar 321 mm dan silinder pengganggu berdiameter (d) sebesar 88,8 mm dan tinggi (h) sebesar 500 mm. Skema geometri turbin dapat dilihat pada gambar 2.23



Gambar 2.23 Skema Penelitian Pandangan Atas Turbin Angin Savonius (Jasmi, 2018)

Hasil dari penelitian ini didapatkan bahwa performa turbin angin Savonius yang diberi pengganggu berupa silinder pada $y/D=0,5$ dan $Re = 9,7 \times 104$ efektif meningkat dibuktikan dengan peningkatan nilai putaran sebesar 1,054 kali, nilai *Coefficient of Power* (CoP) sebesar 1,062 kali, dan nilai *coefficient of moment* (CM) sebesar 1,041 kali dibandingkan dengan tanpa silinder pengganggu.



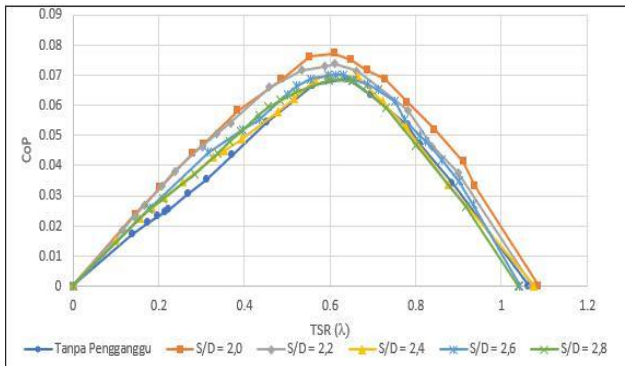
Gambar 2.24 Grafik Perbandingan *Coefficient of Power* antara Turbin Angin Savonius Berpengganggu dan Tanpa Silinder Pengganggu (CoP/CoP₀) sebagai Fungsi Tip Speed Ratio (λ) pada $Re = 9,7 \times 104$ (Rustam, 2018)

Gambar 2.24 merupakan grafik *Coefficient of Power* antara turbin angin Savonius berpengganggu silinder sirkular dibandingkan dengan turbin angin Savonius tanpa pengganggu (CoP/CoP₀) pada $Re = 9,7 \times 104$. Pada grafik tersebut dapat dilihat bahwa grafik berbentuk parabolic, dimana nilai CoP akan meningkat dan kemudian akan menurun seiring dengan bertambahnya nilai tip speed ratio (λ). Dapat dilihat bahwa nilai CoP maksimal tertinggi turbin angin dengan silinder pengganggu pada posisi $y/D = 0,5$ memiliki nilai yang lebih tinggi dibandingkan dengan nilai maksimal turbin angin tanpa pengganggu, sedangkan y/D yang

lainnya berada dibawah nilai turbin angin tanpa pengganggu. Hal tersebut berarti bahwa pada $Re = 9,7 \times 10^4$ dan dengan silinder pengganggu yang diletakkan pada $y/D = 0,5$ efektif mengganggu boundary layer pada *returning blade* dan mempercepat transisi aliran dari laminar menjadi turbulen, sehingga menyebabkan titik separasi dan wake yang timbul mengecil dan nilai *Coefficient of Power* (CoP) turbin angin meningkat.

2.8.5. Penelitian Turbin Angin Savonius Berpengganggu Silinder dengan rasio $S/D = 2,6$

Pada penelitian yang dilakukan oleh **Fikri Amirul (2018)**, Eksperimen dilakukan dengan pengganggu berukuran $d/D = 0,5$ pada posisi $y/D = 0,5$ dengan variasi jarak $S/D = 2,0; 2,2; 2,4; 2,6; 2,8$ dan pada bilangan *Reynolds* $9,6 \times 10^4$. Dari eksperimen tersebut, didapatkan data berupa nilai *Coefficient of Power* (CoP) sebagai fungsi *tip speed ratio* (TSR) pada masing-masing variasi. Pada penelitian ini, dilakuan analisa perbandingan performa turbin angin Savonius (CoP) tanpa dan dengan silinder pengganggu, data hasil perbandingan dapat dilihat pada gambar 2.25



Gambar 2.25 Grafik *Coefficient of Power* (CoP) Turbin Angin Savonius fungsi *Tip Speed Ratio* (TSR) Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan *Reynolds* $9,6 \times 10^4$ (**Fikri,2018**)

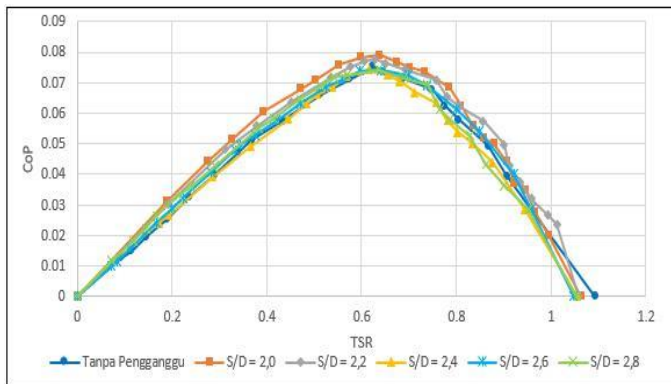
Gambar 2.25 merupakan grafik *Coefficient of Power* (CoP) turbin angin Savonius tanpa dan dengan silinder pengganggu pada bilangan *Reynolds* $9,6 \times 10^4$. Variasi posisi pengganggu yang digunakan adalah jarak $S/D=2,0; 2,2; 2,4; 2,6;$ dan $2,8$. Variasi nilai TSR didapatkan dengan memvariasikan massa pemberat yang diberikan hingga didapatkan variasi TSR mulai dari 0 hingga 1,086 sesuai data pada grafik. Dapat dilihat bahwa grafik yang dihasilkan pada gambar 4.4 mempunyai *trendline* nilai CoP berbentuk parabolik yang naik hingga nilai maksimum pada TSR tertentu kemudian turun setelah melewati titik maksimum. Pada turbin angin tanpa diberi pengganggu didapatkan nilai CoP maksimum yaitu sebesar 0,068 pada $TSR=0,639$. Pemberian silinder pengganggu di depan *returning blade* turbin angin yang paling efektif meningkatkan CoP turbin adalah pada posisi $S/D=2,0$ dengan nilai CoP maksimum sebesar 0,077 pada $TSR=0,610$. Peningkatan yang terjadi sebesar 0,009 dari CoP turbin tanpa diberi silinder pengganggu. Sedangkan pengganggu yang diletakkan pada posisi $S/D=2,8$ memiliki nilai CoP maksimum paling rendah sebesar 0,068 pada $TSR=0,599$. Nilai CoP tersebut sama seperti turbin tanpa diberi pengganggu.

Tabel 2.1 Perbandingan nilai CoP dan TSR Turbin Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan *Reynolds* $9,6 \times 10^4$ sebagai fungsi jarak $S/D = 2,0 - 2,8$

S/D	Tanpa Silinder Pengganggu		Dengan Silinder Pengganggu		ΔCoP
	CoPmaks	TSR (λ)	CoPmaks	TSR (λ)	
2,0	0,068	0,639	0,077	0,610	+0,009
2,2			0,073	0,611	+0,005
2,4			0,070	0,596	+0,002
2,6			0,070	0,632	+0,002
2,8			0,068	0,599	0

Berdasarkan data tersebut, turbin angin dengan pemberian silinder pengganggu pada posisi $S/D = 2,0; 2,2; 2,4;$ dan $2,6$ memiliki nilai CoP lebih tinggi dibandingkan tanpa menggunakan silinder pengganggu pada bilangan *Reynolds* $9,6 \times 10^4$. Peningkatan nilai CoP tertinggi adalah pada posisi $S/D = 2,0$. Oleh karena itu dapat dikatakan bahwa peletakkan silinder pengganggu pada posisi $S/D = 2,0$ efektif mengurangi tekanan di depan *returning blade*, jika tekanan dibelakang *returning blade* turbin diasumsikan sama dengan tanpa diberi pengganggu maka selisih tekanan di depan dan di belakang *returning blade* turbin akan menurun dan menyebabkan *pressure drag* menurun, gaya *drag* menurun dan selisih gaya *drag* antara kedua sudu turbin meningkat Selain itu, pemberian silinder pengganggu pada posisi tersebut dapat mengganggu *boundary layer* pada *returning blade* turbin dan mempercepat transisi aliran dari laminar menuju turbulen sehingga momentum aliran untuk melawan gaya gesek dan *adverse pressure gradient* lebih besar dan menyebabkan titik separasi mundur dan *wake* mengecil. Akibatnya gaya drag pada *returning blade* menurun dan selisih gaya drag antara kedua sudu akan meningkat. Hal ini akan memperbesar nilai torsi dan

meningkatkan *Coefficient of Power* (CoP) turbin angin. Selain itu pemberian silinder pengganggu pada posisi tersebut juga dapat mengarahkan aliran ke sisi *advancing blade* sehingga menyebabkan gaya *drag* pada sisi *advancing* lebih meningkat dan selisih gaya *drag* antara kedua sudu akan meningkat pula. Sehingga dengan menggunakan silinder pengganggu pada posisi $S/D= 2,0$ didepan *returning blade* turbin angin Savonius pada bilangan *Reynolds* $9,6 \times 10^4$ dapat memberikan peningkatan CoP sebesar 13,23%. Kenaikan performa tidak terlalu signifikan pada posisi $S/D = 2,2 - 2,8$ dikarenakan posisi silinder pengganggu sudah terlalu jauh dari turbin angin sehingga seperti dua silinder yang tidak saling berhubungan.



Gambar 2.26 Grafik *Coefficient of Power* (CoP) Turbin Angin Savonius fungsi *Tip Speed Ratio* (TSR) Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan *Reynolds* $13,4 \times 10^4$ (Fikri,2018)

Gambar 2.26 merupakan grafik *Coefficient of Power* (CoP) turbin angin Savonius tanpa dan dengan silinder pengganggu pada bilangan *Reynolds* $13,4 \times 10^4$. Variasi posisi pengganggu yang digunakan adalah jarak $S/D=2,0; 2,2; 2,4; 2,6;$ dan $2,8$. Variasi nilai TSR didapatkan dengan memvariasikan massa pemberat yang diberikan hingga didapatkan variasi TSR mulai dari 0 hingga 1,093 sesuai data pada grafik. Dapat dilihat

bahwa grafik yang dihasilkan pada gambar 4.5 mempunyai *trendline* nilai CoP berbentuk parabolik yang naik hingga nilai maksimum pada TSR tertentu kemudian turun setelah melewati titik maksimum. Pada turbin angin tanpa diberi pengganggu didapatkan nilai CoP maksimum yaitu sebesar 0,075 pada TSR= 0,623. Pemberian silinder pengganggu di depan *returning blade* turbin angin yang paling efektif meningkatkan CoP turbin adalah pada posisi S/D= 2,0 dengan nilai CoP maksimum sebesar 0,079 pada TSR= 0,638. Peningkatan yang terjadi sebesar 0,004 dari CoP turbin tanpa diberi silinder pengganggu. Sedangkan pengganggu yang diletakkan pada posisi S/D = 2,8 memiliki nilai CoP maksimum paling rendah sebesar 0,074 pada TSR = 0,634. Nilai CoP tersebut sedikit berada dibawah CoP turbin tanpa diberi pengganggu.

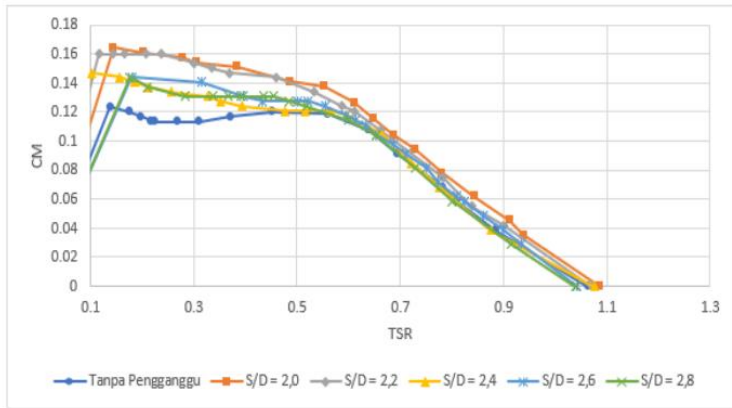
Tabel 2.2 Perbandingan nilai CoP dan TSR Turbin Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan *Reynolds* $13,4 \times 10^4$ sebagai fungsi jarak S/D = 2,0 – 2,8

S/D	Tanpa Silinder Pengganggu		Dengan Silinder Pengganggu		Δ CoP
	CoPmaks	TSR (λ)	CoPmaks	TSR (λ)	
2,0	0,075	0,623	0,079	0,638	+0,004
2,2			0,077	0,627	+0,003
2,4			0,074	0,616	-0,001
2,6			0,074	0,641	-0,001
2,8			0,074	0,634	-0,001

Berdasarkan data tersebut, turbin angin dengan pemberian silinder pengganggu pada posisi S/D = 2,0 dan 2,2 memiliki nilai CoP lebih tinggi dibandingkan tanpa menggunakan silinder

pengganggu pada bilangan *Reynolds* $13,4 \times 10^4$. Peningkatan nilai CoP tertinggi adalah pada posisi $S/D = 2,0$. Oleh karena itu dapat dikatakan bahwa peletakkan silinder pengganggu pada posisi $S/D = 2,0$ efektif mengurangi tekanan di depan *returning blade*, jika tekanan dibelakang *returning blade* turbin diasumsikan sama dengan tanpa diberi pengganggu maka selisih tekanan di depan dan di belakang *returning blade* turbin akan menurun dan menyebabkan *pressure drag* menurun dan gaya *drag* menurun

sehingga selisih gaya *drag* antara kedua sudu turbin meningkat. Selain itu, pemberian silinder pengganggu pada posisi tersebut dapat mengganggu *boundary layer* pada *returning blade* turbin dan mempercepat transisi aliran dari laminar menuju turbulen sehingga momentum aliran untuk melawan gaya gesek dan *adverse pressure gradient* lebih besar dan menyebabkan titik separasi mundur dan *wake* mengecil. Akibatnya gaya *drag* pada *returning blade* menurun dan selisih gaya *drag* antara kedua sudu akan meningkat. Hal ini akan memperbesar nilai torsi dan meningkatkan *Coefficient of Power* (CoP) turbin angin. Selain itu pemberian silinder pengganggu pada posisi tersebut juga dapat mengarahkan aliran ke sisi *advancing blade* sehingga menyebabkan gaya *drag* pada sisi *advancing* lebih meningkat dan selisih gaya *drag* antara kedua sudu akan meningkat pula. Sehingga dengan menggunakan silinder pengganggu pada posisi $S/D = 2,0$ didepan *returning blade* turbin angin Savonius pada bilangan *Reynolds* $13,4 \times 10^4$ dapat memberikan peningkatan CoP sebesar 5,3%. Kenaikan performa tidak terlalu signifikan pada posisi $S/D = 2,0 - 2,8$ dikarenakan pada bilangan *Reynolds* $13,4 \times 10^4$ posisi silinder pengganggu sudah terlalu jauh dari turbin angin sehingga seperti dua silinder yang tidak saling berhubungan.



Gambar 2.27 Grafik *Coefficient of Moment* (Cm) Turbin Angin Savonius fungsi *Tip Speed Ratio* (TSR) Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan *Reynolds* $9,6 \times 10^4$ (Fikri, 2018).

Gambar 2.27 merupakan grafik *Coefficient of Moment* (Cm) turbin angin Savonius tanpa dan dengan silinder pengganggu pada bilangan *Reynolds* $9,6 \times 10^4$. Variasi posisi pengganggu yang digunakan adalah jarak $S/D=2,0$; $2,2$; $2,4$; $2,6$; dan $2,8$. Variasi nilai TSR didapatkan dengan memvariasikan massa pemberat yang diberikan hingga didapatkan variasi TSR mulai dari 0 hingga $1,086$ sesuai data pada grafik. Dapat dilihat bahwa grafik yang dihasilkan pada gambar 4.7 mempunyai *trendline* nilai Cm yang naik hingga nilai maksimum Cm pada TSR tertentu kemudian turun setelah melewati titik maksimum seiring bertambahnya TSR. Pada turbin angin tanpa diberi pengganggu didapatkan nilai Cm maksimum yaitu sebesar $0,123$ pada $TSR= 0,138$. Pemberian silinder pengganggu di depan *returning blade* turbin angin yang paling efektif meningkatkan Cm turbin adalah pada posisi $S/D= 2,0$ dengan nilai Cm maksimum sebesar $0,164$ pada $TSR= 0,145$. Peningkatan yang terjadi sebesar $0,041$ dari Cm turbin tanpa diberi silinder pengganggu. Sedangkan pengganggu yang diletakkan pada posisi

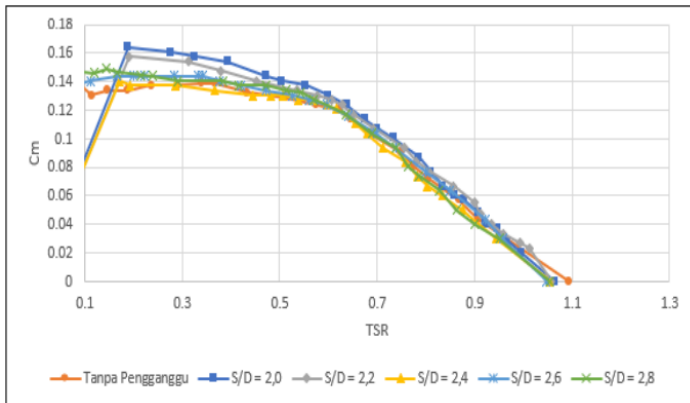
$S/D = 2,8$ memiliki nilai C_m maksimum paling rendah sebesar 0,143 pada $TSR = 0,176$.

Tabel 2.3 Perbandingan nilai C_m dan TSR Turbin Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan *Reynolds* $9,6 \times 10^4$ sebagai fungsi jarak $S/D = 2,0 - 2,8$

S/D	Tanpa Silinder Pengganggu		Dengan Silinder Pengganggu		ΔCoP
	C_{mmax}	$TSR (\lambda)$	C_{maks}	$TSR (\lambda)$	
2,0	0,123	0,138	0,164	0,145	+0,041
2,2			0,160	0,116	+0,037
2,4			0,147	0,101	+0,024
2,6			0,143	0,179	+0,020
2,8			0,143	0,176	+0,020

Berdasarkan data tersebut, turbin angin dengan pemberian silinder pengganggu pada posisi $S/D = 2,0; 2,2; 2,4; 2,6; \text{ dan } 2,8$ memiliki nilai C_m lebih tinggi dibandingkan tanpa menggunakan silinder pengganggu pada bilangan *Reynolds* $9,6 \times 10^4$. Nilai C_m merupakan perbandingan antara torsi aktual dari angin dibandingkan dengan torsi dinamis dari turbin. Peningkatan nilai C_m tertinggi adalah pada posisi $S/D = 2,0$. Oleh karena itu dapat dikatakan bahwa peletakkan silinder pengganggu pada posisi $S/D = 2,0$ efektif mengurangi tekanan di depan *returning blade*, jika tekanan dibelakang *returning blade* turbin diasumsikan sama dengan tanpa diberi pengganggu maka selisih tekanan di depan dan di belakang *returning blade* turbin akan menurun dan menyebabkan *pressure drag* menurun, gaya *drag* menurun dan selisih gaya *drag* antara kedua sudu turbin meningkat Selain itu, pemberian silinder pengganggu pada posisi tersebut dapat mengganggu *boundary layer* pada *returning blade* turbin dan mempercepat transisi aliran dari laminar menuju

turbulen sehingga momentum aliran untuk melawan gaya gesek dan *adverse pressure gradient* lebih besar dan menyebabkan titik separasi mundur dan *wake* mengecil. Akibatnya gaya drag pada *returning blade* menurun dan selisih gaya drag antara kedua sudu akan meningkat. Hal ini akan memperbesar nilai torsi dinamis turbin angin. Selain itu pemberian silinder pengganggu pada posisi tersebut juga dapat mengarahkan aliran ke sisi *advancing blade* sehingga menyebabkan gaya drag pada sisi *advancing* lebih meningkat dan selisih gaya drag antara kedua sudu akan meningkat pula. Sehingga dengan menggunakan silinder pengganggu pada posisi $S/D = 2,0$ didepan *returning blade* turbin angin Savonius pada bilangan *Reynolds* $9,6 \times 10^4$ dapat memberikan peningkatan C_m sebesar 33,33%. Kenaikan performa juga terjadi pada posisi $S/D = 2,2 - 2,8$ sehingga dapat dinyatakan bahwa pemberian pengganggu di seluruh posisi S/D efektif meningkatkan C_m turbin angin Savonius pada bilangan *Reynolds* $9,6 \times 10^4$.



Gambar 2. 28 Grafik *Coefficient of Moment* (C_m) Turbin Angin Savonius fungsi *Tip Speed Ratio* (TSR) Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan *Reynolds* $13,4 \times 10^4$ (Fikri,2018)

Gambar 2.28 merupakan grafik *Coefficient of Moment* (Cm) turbin angin Savonius tanpa dan dengan silinder pengganggu pada bilangan *Reynolds* $13,4 \times 10^4$. Variasi posisi pengganggu yang digunakan adalah jarak $S/D=2,0; 2,2; 2,4; 2,6;$ dan $2,8$. Variasi nilai TSR didapatkan dengan memvariasikan massa pemberat yang diberikan hingga didapatkan variasi TSR mulai dari 0 hingga 1,093 sesuai data pada grafik. Dapat dilihat bahwa grafik yang dihasilkan pada gambar 4.8 mempunyai *trendline* nilai Cm yang naik hingga nilai maksimum Cm pada TSR tertentu kemudian turun setelah melewati titik maksimum seiring bertambahnya TSR. Pada turbin angin tanpa diberi pengganggu didapatkan nilai Cm maksimum yaitu sebesar 0,139 pada $TSR= 0,340$. Pemberian silinder pengganggu di depan *returning blade* turbin angin yang paling efektif meningkatkan Cm turbin adalah pada posisi $S/D= 2,0$ dengan nilai Cm maksimum sebesar 0,164 pada $TSR= 0,189$. Peningkatan yang terjadi sebesar 0,025 dari Cm turbin tanpa diberi silinder pengganggu. Sedangkan pengganggu yang diletakkan pada posisi $S/D = 2,4$ memiliki nilai Cm maksimum paling rendah sebesar 0,140 pada $TSR = 0,171$.

Tabel 2.4 Perbandingan nilai Cm dan TSR Turbin Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan *Reynolds* $13,4 \times 10^4$ sebagai fungsi jarak $S/D = 2,0 - 2,8$

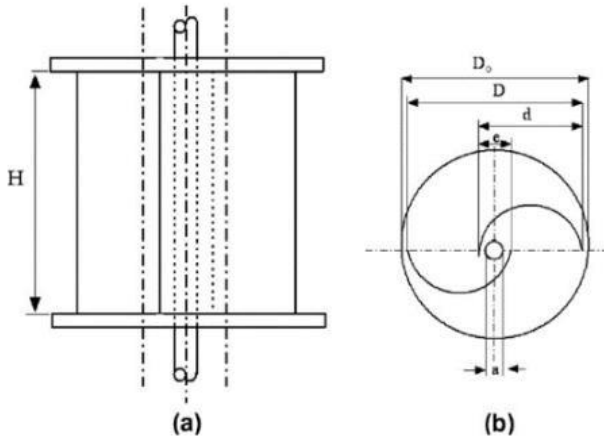
S/D	Tanpa Silinder Pengganggu		Dengan Silinder Pengganggu		ΔCoP
	Cmmaks	TSR (λ)	Cmmaks	TSR (λ)	
2,0	0,139	0,340	0,164	0,189	+0,025
2,2			0,157	0,191	+0,018
2,4			0,140	0,171	+0,001
2,6			0,143	0,166	+0,004
2,8			0,149	0,144	+0,010

Berdasarkan data tersebut, turbin angin dengan pemberian silinder pengganggu pada posisi $S/D = 2,0; 2,2; 2,4; 2,6; \text{ dan } 2,8$ memiliki nilai C_m lebih tinggi dibandingkan tanpa menggunakan silinder pengganggu pada bilangan *Reynolds* $13,4 \times 10^4$. Nilai C_m merupakan perbandingan antara torsi aktual dari angin dibandingkan dengan torsi dinamis dari turbin. Peningkatan nilai C_m tertinggi adalah pada posisi $S/D = 2,0$. Oleh karena itu dapat dikatakan bahwa peletakkan silinder pengganggu pada posisi $S/D = 2,0$ efektif mengurangi tekanan di depan *returning blade*, jika tekanan dibelakang *returning blade* turbin diasumsikan sama dengan tanpa diberi pengganggu maka selisih tekanan di depan dan di belakang *returning blade* turbin akan menurun dan menyebabkan *pressure drag* menurun, gaya *drag* menurun dan selisih gaya *drag* antara kedua sudu turbin meningkat. Selain itu, pemberian silinder pengganggu pada posisi tersebut dapat mengganggu *boundary layer* pada *returning blade* turbin dan mempercepat transisi aliran dari laminar menuju turbulen sehingga momentum aliran untuk melawan gaya gesek dan *adverse pressure gradient* lebih besar dan menyebabkan titik separasi mundur dan *wake* mengecil. Akibatnya gaya *drag* pada *returning blade* menurun dan selisih gaya *drag* antara kedua sudu akan meningkat. Hal ini akan memperbesar nilai torsi dinamis turbin angin. Selain itu pemberian silinder pengganggu pada posisi tersebut juga dapat mengarahkan aliran ke sisi *advancing blade* sehingga menyebabkan gaya *drag* pada sisi *advancing* lebih meningkat dan selisih gaya *drag* antara kedua sudu akan meningkat pula. Sehingga dengan menggunakan silinder pengganggu pada posisi $S/D = 2,0$ didepan *returning blade* turbin angin Savonius pada bilangan *Reynolds* $13,4 \times 10^4$ dapat memberikan peningkatan C_m sebesar 17,98%. Kenaikan performa juga terjadi pada posisi $S/D = 2,2 - 2,8$ sehingga dapat dinyatakan bahwa pemberian pengganggu di seluruh posisi S/D efektif

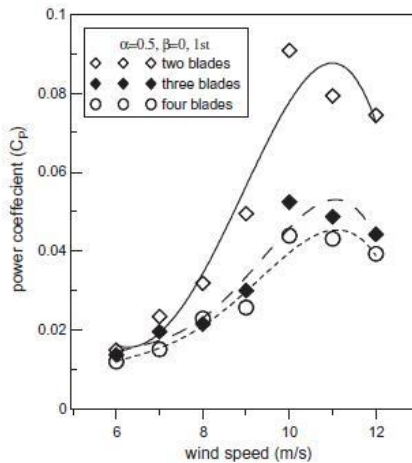
meningkatkan C_m turbin angin Savonius pada bilangan *Reynolds* $13,4 \times 10^4$.

2.8.6 Penelitian Peningkatan Performa Turbin Angin Savonius dengan Variasi Geometri

Penelitian ini dilakukan oleh Mahmoud et al (2010) yaitu percobaan untuk meningkatkan performa turbin angin Savonius dengan melakukan variasi pada geometri turbin angin. Variasi yang diubah adalah jumlah sudunya, yaitu dua sudu (2b), tiga sudu (3b), dan empat sudu (4b); jumlah stage turbin yaitu single stage (1st), double stages (2st); overlap ratio (β) sebesar 0; 0,2; 0,25; 0,3; aspect ratio (α) sebesar 0,5; 1; 2; 4; dan 5; dan keberadaan end plate. Penelitian ini dilakukan di wind tunnel yang memiliki diameter 49 cm dengan jarak antara keluar wind tunnel sampai turbin sebesar 125 cm dan dengan kecepatan angin yang bervariasi 0-13 m/s pada sisi keluaran wind tunnel. Sudu-sudu pada turbin Savonius terbuat dari pipa PVC dengan variasi diameter yaitu 0,3; 0,2; 0,1; dan 0,008 m. End plate yang digunakan terbuat dari kayu dengan ketebalan 2,5 mm, dengan diameter yang lebih besar 10% dari diameter turbin untuk mendapatkan performa yang lebih baik. Untuk porosnya menggunakan bahan baja dengan diameter 14 mm dan Panjang 62 cm untuk semua model. Skema geometri turbin dapat dilihat pada gambar 2.29.

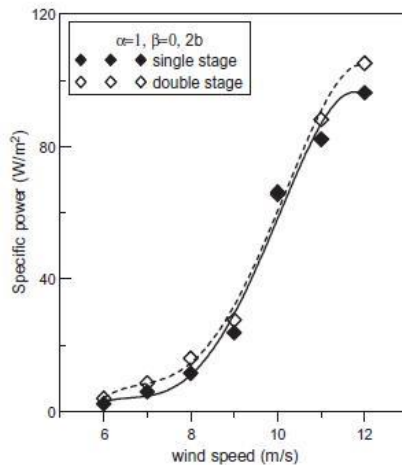


Gambar 2.29 Skema Geometri Turbin Angin Savonius dengan *Single stage* (a) Tampak Samping dan (b) Tampak Atas (Mahmoud, 2010)



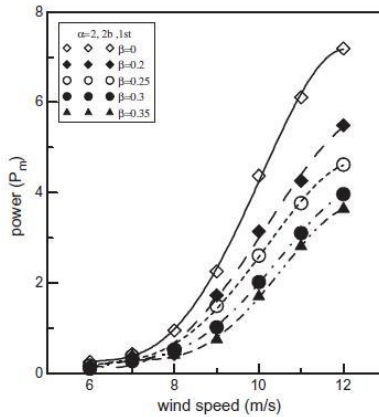
Gambar 2.30 Grafik Hubungan antara *Coefficient of Power* terhadap Kecepatan Angin pada Turbin Angin Savonius dengan Dua, Tiga, dan Empat Sudu (Mahmoud, 2010)

Gambar 2.30 merupakan grafik hubungan antara *Coefficient of Power* (CoP) terhadap kecepatan angin dengan aspect ratio 0,5; overlap ratio 0; dan single stage. Dari grafik tersebut dapat kita lihat bahwa *Coefficient of Power* dari turbin dengan dua sudu adalah yang paling tinggi dibandingkan dengan tiga atau empat sudu. Hal tersebut dikarenakan selisih gaya drag pada sudu turbin yang berjumlah dua lebih besar dibandingkan dengan turbin yang berjumlah tiga atau empat sudu.



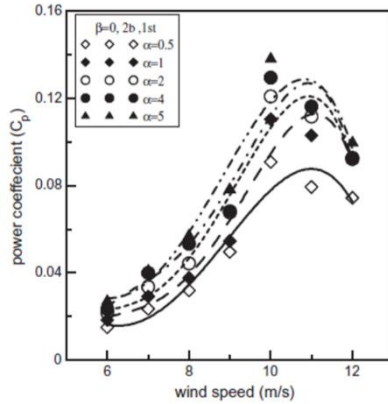
Gambar 2.31 Grafik Hubungan Specific Power terhadap Kecepatan Angin pada Turbin Angin Savonius Single Stage dan Double Stages (Mahmoud, 2010)

Gambar 2.31 merupakan grafik hubungan antara specific power terhadap kecepatan angin pada turbin angin Savonius single stage dan double stages dengan aspect ratio 0,5; overlap ratio 0; dan menggunakan turbin 2 sudu (2b). Hasil dari grafik tersebut menunjukkan bahwa specific power turbin dengan dua stage lebih tinggi dibandingkan turbin dengan satu stage.



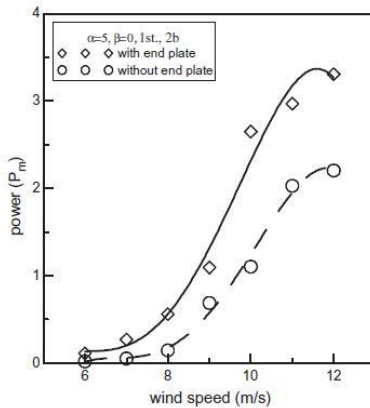
Gambar 2.32 Grafik Hubungan Power terhadap Kecepatan Angin pada Turbin Angin Savonius dengan Variasi *Overlap Ratio* (Mahmoud, 2010)

Gambar 2.32 merupakan grafik hubungan power terhadap kecepatan angin pada turbin angin Savonius dengan menggunakan aspect ratio 2; turbin dengan 2 sudu (2b); single stage dan variasi overlap ratio. Hasil dari grafik tersebut adalah dapat dilihat bahwa power dari turbin dengan overlap ratio 0 adalah yang paling tinggi dibandingkan dengan menggunakan overlap ratio 0,2; 0,25; 0,3; dan 0,35.



Gambar 2.33 Grafik Hubungan antara *Coefficient of Power* terhadap Kecepatan Angin pada Turbin Angin Savonius dengan Variasi *Aspect Ratio* (Mahmoud, 2010)

Gambar 2.33 merupakan grafik hubungan antara *Coefficient of Power* terhadap kecepatan angin pada turbin angin Savonius dengan overlap ratio 0; turbin dua sudu (2b); single stage dan variasi pada aspect ratio dari 0,5 sampai 5. Hasil dari grafik tersebut adalah dapat dilihat bahwa aspect ratio 5 memiliki *Coefficient of Power* paling tinggi dibandingkan yang lain dan kenaikan nilai *Coefficient of Power* sebanding dengan kenaikan nilai aspect ratio.



Gambar 2.34 Grafik Hubungan antara *Power* terhadap Kecepatan Angin Turbin Savonius dengan *End Plate* dan *Without End Plate* (Mahmoud, 2010)

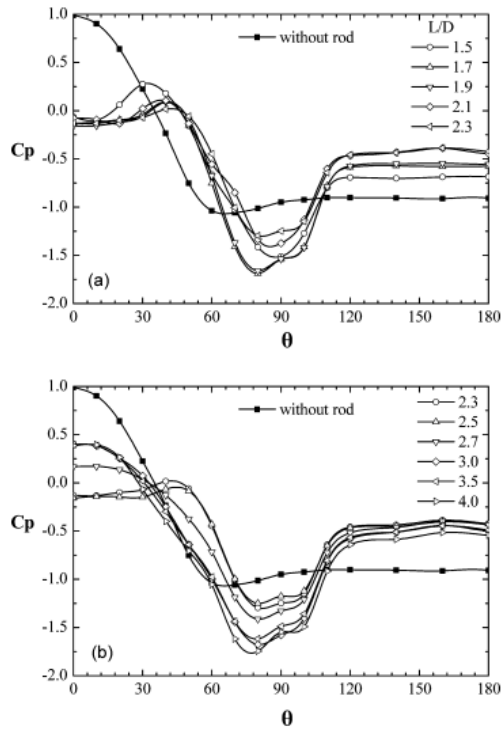
Gambar 2.34 merupakan grafik hubungan antara daya terhadap kecepatan angin turbin angin Savonius dengan aspect ratio 5; overlap ratio 0; single stage; turbin dua sudu (2b) dan variasi pada penggunaan end plate atau tanpa end plate. Hasil dari grafik tersebut adalah dapat dilihat bahwa daya yang dihasilkan oleh turbin angin Savonius yang menggunakan end plate lebih tinggi nilainya dibandingkan tanpa menggunakan end plate.

2.8.7 Penelitian *Drag Reduction* pada Silinder Sirkular Menggunakan *Upstream Rod*

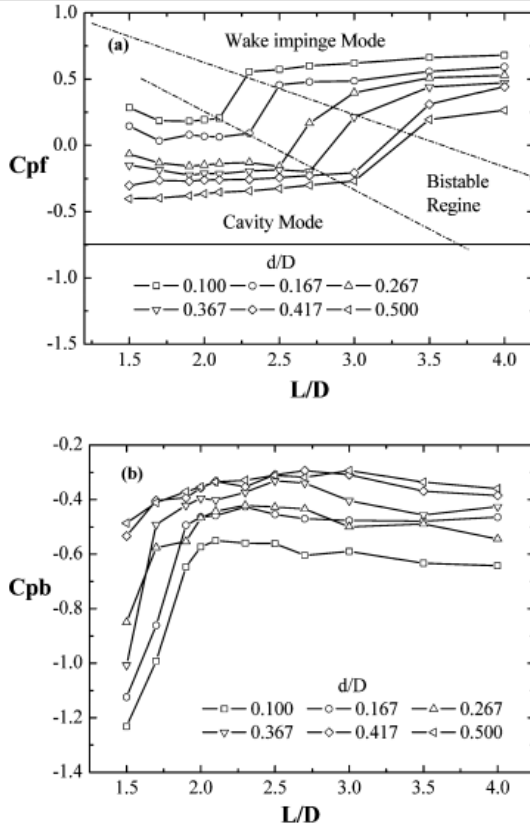
Studi eksperimental tentang pengurangan gaya hambat silinder sirkuler dilakukan oleh pengukuran tekanan pada bilangan Reynolds 82.000 (berdasarkan pada diameter silinder) yang dilakukan oleh (Wang, 2005). Sebuah batang balok ditempatkan ke atas dan sejajar dengan silinder untuk mengontrol aliran di sekitar silinder. Hulu batang dapat mengurangi gaya resultan silinder pada berbagai jarak antara batang dan silinder untuk $\alpha < 5^\circ$ (α didefinisikan sebagai sudut terhuyung-huyung dari batang dan silinder). Untuk $\alpha > 10^\circ$, koefisien gaya resultannya

memiliki nilai yang besar, sehingga batang hulu tidak dapat mengurangi gaya pada silinder lagi. Untuk $\alpha = 0^\circ$ dan $d / D = 0,5$ (di mana d dan D adalah masing-masing diameter batang dan silinder), hambatan maksimum silinder berkurang menjadi 2,34% dari silinder tunggal. Mekanisme dari pengurangan drag dari silinder dengan batang hulu bersama-sama disajikan dengan memperkirakan local kontribusi untuk pengurangan drag variasi tekanan. Dalam pengaturan bergiliran, aliran struktur memiliki lima pola aliran (yaitu mode rongga, mode pemisahan bangun, gabungan bangun mode, mode interaksi lapisan batas lemah dan mode interaksi yang dapat diabaikan) menurut distribusi tekanan dan visualisasi aliran gelembung hidrogen. Pesawat setengah melawan arah angin dari silinder dapat dibagi menjadi empat wilayah, dari mana seseorang dapat dengan mudah memperkirakan gaya yang bekerja pada silinder melingkar dengan batang hulu dalam susunan bergiliran.

Untuk gaya pada silinder yang diakibatkan oleh viscous terlalu kecil, semua gaya disebutkan di kertas mengacu pada gaya yang disebabkan oleh distribusi tekanan, yang diperoleh dengan integrasi distribusi tekanan. Efek dari d dan L pada tarikan silinder yang dinormalisasi (dinormalisasi dengan tarikan silinder tunggal D_0) pada sudut terhuyung $\alpha = 0^\circ$ ditunjukkan pada Gambar 9. Untuk diameter batang kecil $d / D = 0,1$ dan $0,167$, tarikan silinder tidak memiliki diskontinuitas di titik kritis panjang ditunjukkan sebelumnya oleh pengukuran tekanan. Tapi drag 'jump' adalah berbeda pada diameter batang yang lebih besar $d / D = 0,267, 0,367, 0,417$ dan $0,5$ menanggapi pengukuran tekanan di bagian 2. Hambatan silinder berkurang ke bawah 50% dalam semua kombinasi diameter batang dan jarak kecuali untuk beberapa kasus dengan keduanya d dan L terlalu kecil. Seperti yang dijelaskan sebelumnya, pengurangan drag silinder dengan upstream batang tergantung pada efek 'pelindung' pada permukaan melawan arah angin dari silinder dan peningkatan CPb. Muncul satu masalah, mana yang berkontribusi lebih pada pengurangan drag?



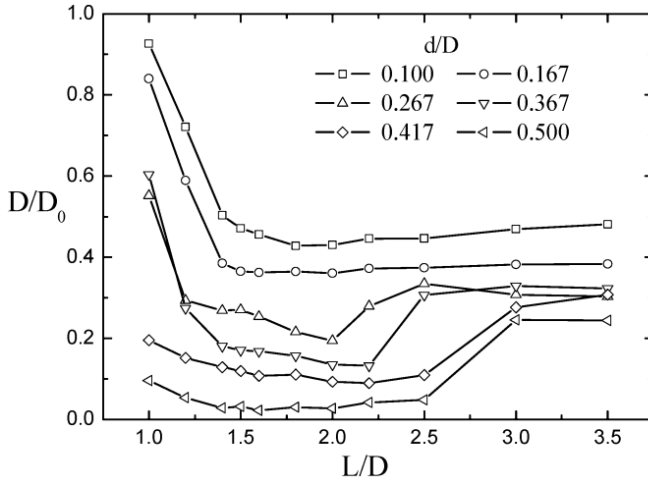
Gambar 2.36 Distribusi tekanan silinder untuk $d / D = 0,267$ pada $\alpha = 0^\circ$ dan $ReD = 82\ 000$: (a) rasio jarak L / D bervariasi dari 1,5 hingga 2,3; (b) $2,3 \leq L / D \leq 4,0$. Distribusi tekanan yang diukur pada silinder kosong disertakan untuk perbandingan di kedua plot (Wang, 2005).



Gambar 2.37 Variasi dengan rasio jarak dari koefisien tekanan rata-rata pada titik stagnasi silinder, dilambangkan dengan C_{pf} , (pada Gambar a) dan koefisien tekanan dasar silinder (dalam Gambar b) pada $\alpha = 0^\circ$ (Wang, 2005).

Untuk menjawab pertanyaan ini secara langsung, permukaan silinder dibagi menjadi empat wilayah sesuai dengan kontribusi distribusi tekanan lokal terhadap gaya hambat pengurangan. Gambar 2.39 (a) menunjukkan distribusi drag reduksi $dD / D0$ yang dinormalisasi silinder pada $d / D = 0,267$, $L / D = 2,5$ dan $\alpha = 0^\circ$, di sini dD didefinisikan sebagai $d D =$

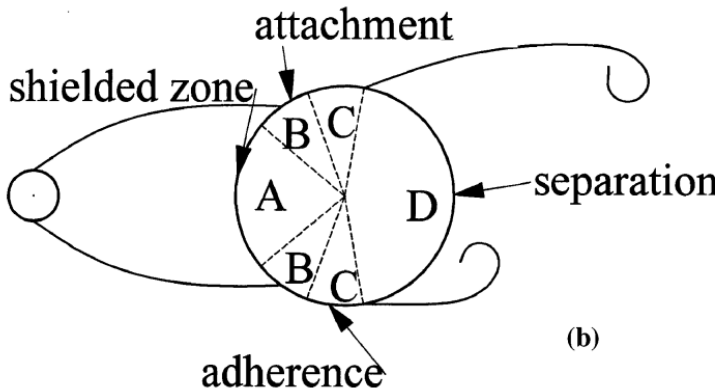
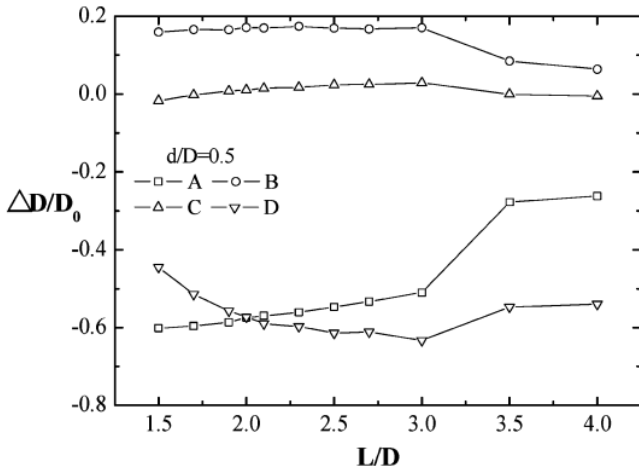
$\frac{1}{2} \int (C_p - C_{p0}) \cos \theta d\theta$, di mana C_p adalah koefisien tekanan pada silinder dengan batang hulu, C_{p0} adalah koefisien tekanan pada silinder tunggal, θ adalah azimuth sudut pada silinder dan C adalah panjang busur lokal, D_0 adalah hambatan tunggal silinder. Parameter dD / D_0 ini menyajikan efisiensi kontribusi local distribusi tekanan ke pengurangan drag silinder. Dikombinasikan dengan diagram skema dari struktur aliran pada Gambar 2.39 (b), permukaan dapat dibagi menjadi empat wilayah berbeda. Permukaan silinder yang menghadap angin adalah wilayah yang terlindung dengan bangun batang, yang memiliki tekanan negatif dalam aliran rongga atau memiliki yang lebih rendah distribusi tekanan dari satu silinder untuk kecepatan aliran mendekati rendah dalam mode pelampiasan bangun (Wilayah A). Berikut ini adalah wilayah lampiran lapisan geser memisahkan dari batang, dan karakteristik daerah ini adalah itu tekanan memiliki nilai yang lebih besar dari pada satu silinder (Wilayah B). Di sisi bahu silinder, aliran menempel ke permukaan dan berakhir sampai titik pemisah, yang disebut wilayah kepatuhan (Wilayah C). Yang terakhir adalah daerah pemisah backwind silinder (Region D). Kontribusi dari wilayah terlindung dan wilayah pemisah hingga pengurangan tarikan melebihi 100% dalam beberapa hal, karena wilayah lampiran akan membuat tarikan meningkat dan wilayah kepatuhan, untuk sedikit variasi distribusi tekanan dan azimuth sudut, tidak mempengaruhi gaya longitudinal.



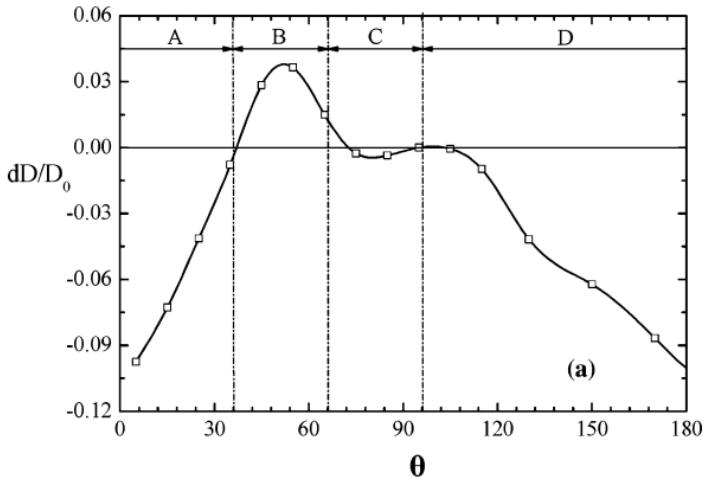
Gambar 2.38 Variasi drag silinder D dinormalisasi dengan drag silinder tunggal D_0 dengan rasio jarak (L / D) untuk $d / D = 0,1, 0,167, 0,267, 0,367, 0,417$ dan $0,5$ (Wang, 2005).

Gambar 2.37 menyajikan kontribusi pengurangan drag yang dinormalisasi D / D_0 dari masing-masing daerah pada sudut terhuyung-huyung $\alpha = 0$ where, di mana D adalah integrasi lokal kontribusi untuk pengurangan drag dD di wilayah yang berbeda, D_0 adalah drag dari silinder kosong. Karena distribusi tekanan di daerah pemisahan memiliki nilai konstan, maka kontribusi drag reduction D dari daerah ini memiliki trend yang sama dengan base suction tekanan C_{pb} silinder (pada Gambar 2.37 (b)). Untuk wilayah terlindung, tekanan masuk wilayah ini juga menyimpan nilai yang sama dalam mode rongga (dalam Gambar 2.36 (a)) dan memiliki nilai yang sama distribusi seperti pada mode pelampiasan bangun, ini menghasilkan variasi yang serupa dari kontribusi pengurangan gaya hambat yang dinormalisasi ke tekanan titik stagnasi C_{pf} (pada Gambar 2.37 (a)). Wilayah lampiran hanya berpengaruh pada peningkatan tarikan di rongga mode aliran dan tidak memiliki gangguan pada tarikan silinder saat pelampiasan aliran, karena tidak ada lampiran lapisan geser

pada silinder dalam kasus ini. Dari kontribusi pengurangan drag ternormalisasi D / D_0 yang ditunjukkan pada Gambar 2.40, kesimpulan dapat dibuat bahwa daerah pemisah berkontribusi paling besar terhadap hambatan pengurangan silinder terutama untuk situasi dengan diameter batang kecil dan jarak yang besar. Ini dapat menjelaskan mengapa tidak ada transisi 'hambatan' pada koefisien seret pada $d / D = 0,1$ dan $0,167$, sedangkan tekanan titik stagnasi dari kedua kasus tersebut telah berubah dari mode rongga ke mode pelampiasan bangun secara tajam (pada Gambar 2.37 (a)). Untuk jarak yang jauh lebih kecil, karena tekanan isap dasar berkurang tajam (pada Gambar 2.37 (b)), daerah pemisah memainkan peran yang kurang penting dalam pengurangan hambatan. Mekanisme pengurangan hambatan oleh batang hulu dapat dijelaskan dengan jelas dengan metode pembagian wilayah ini. Batang hulu meningkatkan turbulensi aliran yang menghasilkan peningkatan tekanan hisap basa; ini selalu banyak kontribusi untuk pengurangan drag. Ketika L lebih kecil dari L_{cri} , mode aliran rongga terbentuk, dan sisi tekanan dari arah angin silinder menjadi sisi hisap. Semua dua fakta ini terjadi bersamaan dan mengarah pada pengurangan gaya hambat yang dramatis silinder. Untuk batang yang lebih besar ($d / D = 0,5$) yang ditempatkan di hulu silinder, maka wilayah terlindung pada silinder juga membesar, dikombinasikan dengan peningkatan tekanan hisap dasar, tarikan silinder dapat dikurangi menjadi 2,34% dari satu silinder. Untuk memperhitungkan sistem tarikan dari dua benda, dengan peningkatan diameter batang, tarikan silinder harus dikurangi, tetapi hambatan batang akan meningkat dengan mantap. Harus ada diameter batang optimal yang akan berkurang seluruh sistem menyeret termasuk semua badan di bidang aliran ke minimum. Sejak ini adalah langkah pertama dari penyelidikan, hambatan batang tidak diperkirakan saat ini untuk dipelajari.



Gambar 2.39 Empat bagian pada permukaan silinder dibagi dengan kontribusi pengurangan gaya hambat silinder: (a) distribusi pengurangan gaya hambat yang dinormalisasi dD / D_0 pada silinder (dD mengacu pada gaya hambat yang dikurangi oleh distribusi tekanan lokal, dan dinormalisasi oleh hambatan satu silinder D_0); (b) empat wilayah dalam sketsa aliran melintang (Wang, 2005).



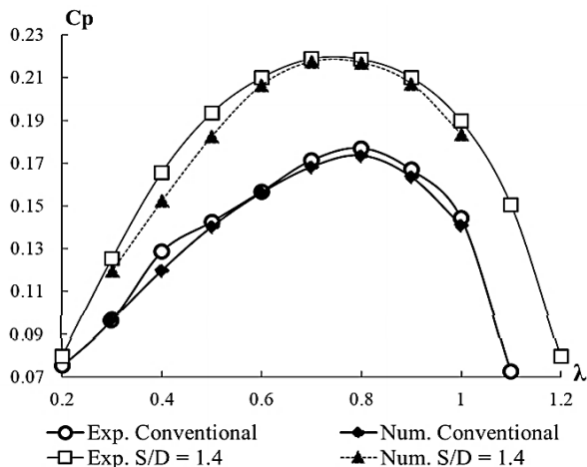
Gambar 2.40 Kontribusi pengurangan gaya hambat D / D_0 dari empat daerah pada silinder, di mana D adalah integrasi dari kontribusi pengurangan gaya hambat lokal dD di setiap daerah, D_0 adalah gaya hambat silinder tunggal (A - daerah terlindung, B - wilayah lampiran, C - wilayah kepatuhan, D - wilayah pemisah) (Wang, 2005).

2.8.8 Penelitian Eksperimental dan Numerik Efek Silinder Tipe I65° terhadap Kinerja Turbin Angin Savonius

Dalam penelitian yang dilakukan oleh (Sakti et al, 2019) ini, sebuah silinder bundar dipotong 65 derajat di kedua sisi ditempatkan sejajar dengan sumbu *returning blade vane* dari turbin rotor Savonius. Jenis silinder ini disebut silinder tipe I-65° dan dirancang untuk menurunkan *drag force* pada *returning blade*, secara aerodinamis. Turbin angin kinerja diselidiki secara eksperimental dan numerik dalam dua kondisi, dengan dan tanpa pemasangan tipe Silinder I-65° segaris dengan sumbu horizontal *returning turbine blade*. Penelitian dilakukan dengan angka Reynolds $Re = 9,9 \times 10^4$ berdasarkan kecepatan aliran bebas (U) 5

m/s dan karakteristik panjang $L = 2D-b$, di mana D adalah diameter luar baling-baling dan b adalah diameter batang. Silinder tipe I-65°, yang memiliki a diameter 0,5D, ditempatkan pada jarak 1,4D di depan *returning turbine blade*. Dalam studi numerik, simulasi 3D dilakukan untuk menganalisis aliran turbin Savonius menggunakan Perangkat lunak CFD komersial, Ansys Fluent versi 19.1. Output eksperimental menunjukkan bahwa memasang silinder tipe I-65° di depan (blade yang kembali) dapat meningkatkan C_p dari Turbin Savonius. Dibandingkan dengan turbin konvensional, turbin koefisien daya maksimum turbin Savonius meningkat menjadi sekitar 23,6% karena pemasangan silinder tipe I-65°, dan ini dicapai pada rasio tip-speed (TSR) 0,8. Hasil ini dibenarkan oleh hasil numerik yang dilakukan dalam penelitian ini.

Gambar 2.41 menunjukkan hasil percobaan dan numerik dari turbin C_p sebagai fungsi TSR, untuk $S / D = 1.4$ dan $Re = 9.9 \times 10^4$.

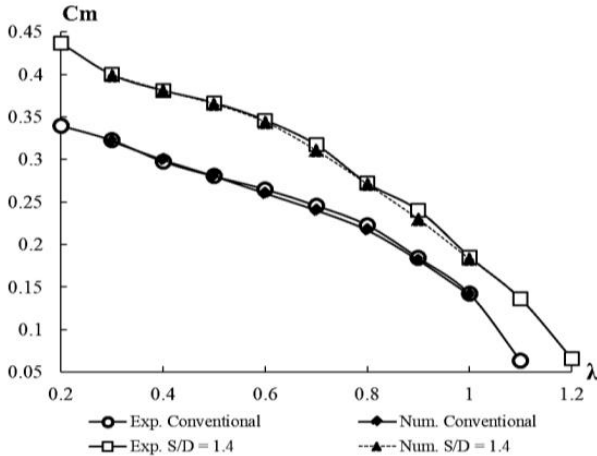


Gambar 2.41 Hasil dari koefisien daya turbin sebagai fungsi dari Tip Rasio Kecepatan, untuk $S/D = 1,4$ dan bilangan *Reynolds* $Re = 9,9 \times 10^4$ (Sakti et al, 2019).

Jika dibandingkan dengan turbin konvensional, penempatan sebuah silinder cembung hulu tipe I-65° dari turbin angin Savonius berguna untuk meningkatkan daya turbin. TSR maksimum eksperimental antara turbin konvensional dan turbin dengan silinder I-65° mencapai 1,1, dan 1,25, masing-masing. TSR maksimum yang berbeda ini untuk kedua turbin konfigurasi memberikan indikasi awal bahwa pemasangan silinder I-65° memberikan peningkatan kinerja. Selanjutnya, C_{pmax} eksperimental untuk kedua turbin konfigurasi masing-masing mencapai nilai 0,177 dan 0,218. Dimana dalam kondisi ini, turbin C_{pmax} dengan silinder I-65° pada TSR 0,8 telah meningkat hingga 23,61% lebih tinggi dari turbin konvensional. C_{pmax} numerik untuk turbin dan turbin konvensional dengan silinder I-65° mencapai nilai 0,173 dan 0,217, masing-masing. Ini berarti silinder I-65° hulu *returning blade* meningkatkan C_{pmax} 25,32% lebih tinggi dari konvensional satu. Apalagi perbandingan C_p antara hasil numerik dan eksperimental untuk turbin tradisional dan turbin dengan tipe silinder I-65° yang diperoleh secara individual persetujuan yang baik. Perjanjian ini menyetujui untuk turbin konvensional, celah maksimum C_p muncul $0,4 < \lambda \leq 1,0$, mencapai di bawah 2,3%. Sedangkan untuk turbin dengan konfigurasi silinder I-65°, perbedaan maksimum C_p muncul pada rasio tips-kecepatan $0,6 < \lambda \leq 1,0$, mencapai di bawah 3,26%. Ini berarti celahnya tidak lebih dari nilai ketidakpastian, mis., 5,3% untuk *coefficient power*, yang disajikan pada Tabel 2.5.

Tabel 2.5 hasil *uncertainty computation* untuk beberapa parameter

Parameter	Uncertainty (%)
Reynolds Number	2.7
Coefficient Moment	5.2
Coefficient Power	5.3
Tips Speed Ratio	2.0

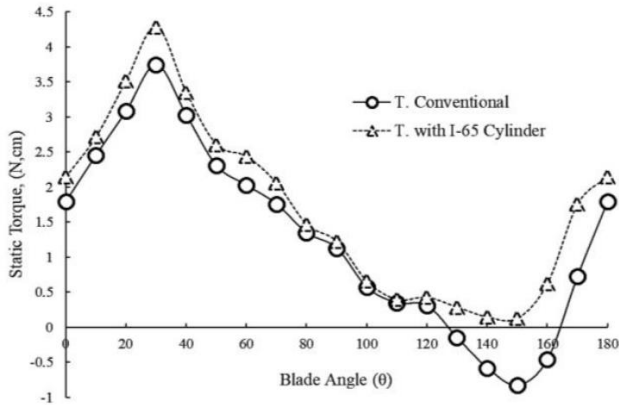


Gambar 2.42 Hasil dari *Coefficient of Moment* sebagai fungsi TSR untuk $Re = 9.9 \times 10^4$ dan $S/D = 1.4$ (Sakti et al, 2019).

Hasil percobaan dan numerik untuk *Coefficient of Moment* C_m pada bilangan *Reynolds* yang ditentukan $Re = 9.9 \times 10^4$ dan $S / D = 1.4$. ditunjukkan pada Gambar. 2.42. Secara visual, *Coefficient of Moment* untuk turbin dan turbin konvensional dengan silinder I-65° berbanding terbalik dengan TSR dan hasil simulasi numerik divalidasi satu sama lain dengan data eksperimental. Peningkatan signifikan juga disajikan pada gambar ini, tempat penempatan silinder I-65° hulu ke blade turbin cembung meningkatkan *Coefficient of Moment*, meyakinkan. Kesenjangan maksimum antara numerik dan hasil eksperimen diperoleh pada TSR $\lambda = 0,8$ untuk turbin konvensional dan TSR $\lambda = 0,9$ untuk turbin dengan tipe silinder I-65°. Kondisi khusus celah maksimum yang dihitung ini masing-masing mencapai 2,65% dan 4,25%. Keseluruhan koefisien momen C_m spesifik untuk bilangan TSR berkisar $0,3 < \lambda \leq 1.0$ yang dianggap masih di bawah nilai ketidakpastian, yaitu, 5,2% dari tabel 1. Ini berarti bahwa penyimpangan nilai C_m antara kedua konfigurasi turbin masih di area yang dapat diterima. Mempertimbangkan fakta

yang ditemukan, *Coefficient of Moment* saat di semua titik TSR terkonfirmasi mengalami peningkatan kinerja turbin.

Pertimbangan utama lain yang berafiliasi dengan kinerja turbin adalah kemampuan turbin untuk *self starting*. Untuk mengatasi masalah ini, torsi statis eksperimental pengukuran dilakukan dan diplot hanya dalam sudut tertentu $0^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$ karena periodisitas rotasi turbin [8, 16]. Gambar 2.37 menunjukkan torsi statis yang dicapai (Ncm) untuk turbin konvensional dan turbin dengan silinder I-65° ditentukan pada $Re = 9,9 \times 10^4$. Dibandingkan dengan turbin konvensional, hasil percobaan mengarah ke signifikan peningkatan torsi statis sebagai efek penempatan I-65° silinder kembali blade hulu. Torsi statis dari turbin konvensional sebagian berada dalam domain negatif, mis., $127^\circ \leq \theta \leq 163^\circ$. Domain negatif ini menunjukkan bahwa turbin konvensional tidak memiliki kemampuan memulai sendiri, atau ini berarti bahwa ketika turbin mulai menerima angin energi pada sudut-sudut ini, mereka membutuhkan kekuatan eksternal lainnya untuk memulai dalam rotasi. Untuk turbin dengan silinder I-65° terpasang hulu dari *returning turbine blade*, statis negative zona torsi sepenuhnya menghilang dengan torsi statis spesifik nilai lebih dari 0,13 N.cm. Torsi statis puncak diperoleh pada sudut posisi blade $\theta = 30^\circ$ untuk keduanya turbin konvensional dan turbin dengan instalasi silinder I-65° dan masing-masing mencapai nilai 3,75 N.cm dan 4,29 N.cm. Torsi statis maksimum yang diperoleh pada $\theta = 30^\circ$ sesuai dengan yang lain hasil eksperimen dengan [13] dan hasil numerik oleh [8]. Berdasarkan alasan ini, sudut posisi blade $\theta = 30^\circ, 90^\circ$, dan juga 150° dianggap sebagai sudut kritis untuk selanjutnya penyelidikan numerik lebih lanjut dalam laporan ini. Secara keseluruhan analisis, menurut pengukuran torsi statis, dengan pemasangan silinder tipe I-65° di bagian hulu dari *returning blade*, memiliki efek positif yang substansial pada turbin kinerja, dimana kemampuan *self starting* diperoleh pada setiap posisi sudut dalam konfigurasi turbin



Gambar 2.43 Perkembangan torsi statis (Ncm) sebagai fungsi blade sudut θ untuk $Re = 9,9 \times 10^4$, perbandingan antara turbin angin Savonius konvensional dan turbin dengan silinder I-65^o untuk $S / D = 1,4$ (Sakti et al, 2019).

Turbin Savonius bekerja berdasarkan perbedaan pada *pressure drag* antara *returning* dan *advancing blade*. Pada bagian ini, pertimbangan berbasis kinerja turbin pada perubahan tekanan dan terkait torsi statis sebagai efek penempatan silinder I-65^o. Nilai TSR $\lambda = 0,8$ dan sudut posisi (θ) dalam 30^o, 90^o, dan 150^o (mewakili koefisien maksimum dan torsi statis sudut kritis) digunakan sebagai titik referensi dalam pertimbangan ini.

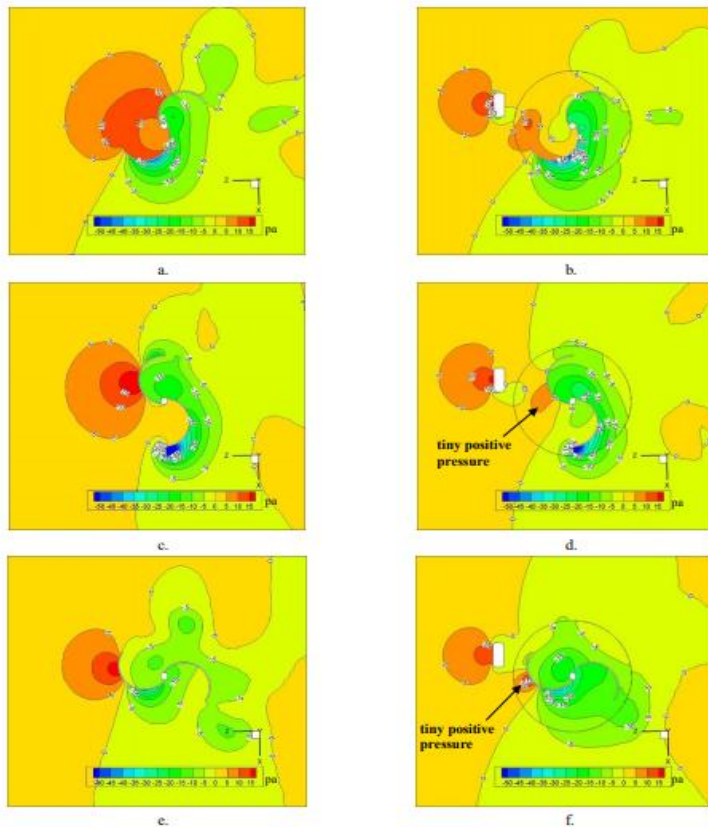
Gambar 2.44 menunjukkan berbagai data numerik yang diplot dalam kontur tekanan sejajar antara turbin konvensional dan turbin dengan silinder tipe I-65^o pada posisi sudut 30^o, 90^o, dan 150^o, $S / D = 1.4$, TSR $\lambda = 0.7$ dan $Re = 9.9 \times 10^4$. Gambar 2.44a menunjukkan turbin konvensional pada sudut $\theta = 30^{\circ}$, tekanan positif sekitar +10 pa muncul di seluruh sisi *advancing blade* dan sebagian sisi *returning blade*. Sementara itu, tekanan negatif muncul atas seluruh *returning blade* dan *advancing blade*. Tekanan negatif minimum pada daerah hilir terdeteksi hingga -40 pa. Saat I-65^o silinder dipasang di blade

pengembalian hulu seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.44b, tekanan berkurang hingga +5 pa pada kedua sudu *advancing blade* dan *returning blade*, tetapi pada bagian itu dari sisi *returning blade* yang dekat poros turbin, tekanan turun menjadi +0 pa. Pada saat yang sama, daerah hilir relatif stabil, tidak terpengaruh oleh silinder I-65°. Ini perilaku perubahan tekanan memodifikasi perbedaan tekanan antara penyebab turbin hulu dan hilir mengurangi *pressure drag returning blade*. Akhirnya, itu meningkatkan torsi positif turbin. Untuk mengkonfirmasi dengan Gambar 2.37, pada sudut posisi ini $\theta = 30^\circ$ torsi statis mencapai titik puncak untuk kedua konfigurasi turbin.

Gambar 2.44c dan 2.44d mengidentifikasi turbin pada posisi sudut $\theta = 90^\circ$, diberikan tekanan identik yang mengubah perilaku saat *blade* pada sudut posisi $\theta = 90^\circ$, di mana keberadaan silinder tipe I65° mengurangi distribusi tekanan pada *returning blade*, mengurangi *pressure drag* dan meningkatkan kinerja turbin. Situasi yang membedakan adalah penampilan. Tekanan positif berkurang pada *returning blade* dikonfirmasi kemudian sebagai area pemasangan kembali dari silinder I-65° aliran pemisahan. Area tekanan positif kecil ini mengurangi efek dari silinder I-65° dan juga mengurangi turbin kinerja sedikit di bawah turbin ketika pada posisi miring $\theta = 30^\circ$. Fenomena ini sependapat dengan evolusi statis torsi, seperti yang ditunjukkan pada Gambar.2.37.

Gambar 2.44e dan 2.44f menunjukkan kedua turbin pada sudut posisi $\theta = 150^\circ$. Silinder I-65° memengaruhi perbedaan tekanan antara blade balik hulu dan hilir dan juga mengurangi tekanannya. Peran silinder I-65° tidak seaktif ketika turbin pada $0 < \theta < 150$ karena meningkatkan tekanan positif kecil pada bilah *returning blade* dan posisi bilah itu sendiri terkait dengan silinder. Tekanan drag normal ini sejalan dengan yang lebih rendah torsi statis yang muncul saat turbin berada pada posisi sudut $\theta = 150^\circ$. Kontur kecepatan disajikan untuk mendukung semula seharusnya dan konfirmasi analisis sebelumnya sehingga efek aerodinamis

dari silinder I-65° dinyatakan aktif pada peningkatan kinerja turbin Savonius.



Gambar 2.44 Perbandingan kontur tekanan statis antara turbin konvensional dan turbin dengan silinder tipe I-65° pada TSR $\lambda = 0,8$, $Re = 9,9 \times 10^4$, dan $S / D = 1,4$. a) 30° turbin konvensional, b) 30° turbin dengan silinder I-65°, c). 90° turbin konvensional, d). 90° turbin dengan silinder I-65°, e). 150° menggunakan turbin konvensional, f). 150° turbin dengan silinder I-65° (Sakti et al, 2019).

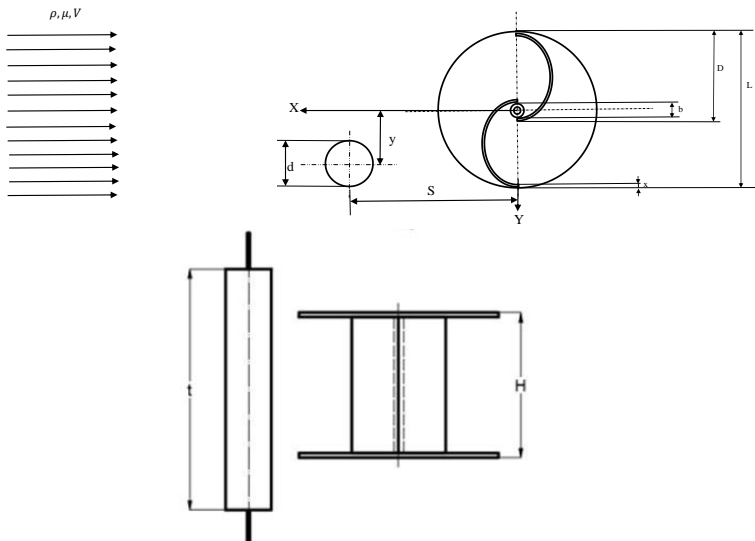
(HALAMAN INI SENGAJA DIKOSONGKAN)

BAB III

METODOLOGI 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 jarak antara pusat *returning blade* turbin Savonius dengan pusat silinder pengganggu (S) dan juga variasi kecepatan aliran (V) 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 (pandangan atas)

Pengukuran dilakukan pada posisi :

$$(d/D) = 0.5$$

$$(y/D) = 0.5$$

$$(S/D) = 2,6$$

Dimana :

1. ρ = massa jenis fluida udara (kg/m^3)
2. μ = viskositas udara (Ns/m)
3. V = kecepatan udara (m/s)
4. b = diameter overlap (m)
5. x = tebal sudu turbin (m)
6. d = diameter silinder sirkular pengganggu (m)
7. D = diameter sudu turbin (m)
8. L = diameter turbin (m)
9. S = jarak antar pusat silinder pengganggu dengan pusat *returning blade* (m)
10. t = panjang silinder pengganggu (m)
11. H = tinggi turbin (m)

3.2 Analisa Dimensi

Analisa dimensi diperlukan dalam menentukan parameter-parameter yang memiliki pengaruh terhadap suatu aliran. Parameter-parameter yang mempengaruhi karakteristik aliran adalah densitas fluida (ρ), viskositas fluida (μ), kecepatan fluida (V), diameter silinder pengganggu (d), diameter turbin (D), jarak antara pusat *returning blade* turbin angin Savonius dengan pusat silinder pengganggu (S/D), tinggi turbin (H), panjang silinder pengganggu (t), diameter *overlap* (b) dan putaran sudu turbin angin Savonius (n). Analisa dimensi digunakan pada penelitian ini untuk mengetahui variabel-variabel yang memiliki pengaruh terhadap karakteristik aliran yang melewati turbin angin Savonius dengan pengganggu berupa silinder sirkular. Cara yang digunakan adalah dengan *Buckingham-Phi Theorema*.

3.2.1 Analisa Dimensi untuk *Coefficient of Power*

Langkah-langkah analisis dimensi yaitu sebagai berikut :

1. Menentukan parameter-parameter yang mempengaruhi *power*

$$P = f(\rho, \mu, V, D, d, S, H, t, b, x, n)$$

Jumlah parameter (n) = 11 parameter

Parameter-parameter tersebut

adalah:

P = Power (J/s)

ρ = Massa jenis udara (kg/m^3)

μ = Viskositas udara (Ns/m^2)

V = Kecepatan aliran (m/s)

D = Diameter sudu turbin angin Savonius (m)

d = Diameter silinder pengganggu (m)

S = Jarak antara pusat silinder pengganggu dengan pusat *returning blade* (m)

H = Tinggi turbin angin Savonius (m)

t = panjang silinder pengganggu (m)

b = Diameter *overlap* (m)

x = Tebal sudu turbin (m)

n = Putaran sudu turbin angin Savonius (rpm)

2. Menentukan satu grup dimensi primer yang digunakan dalam menganalisis.

Dipilih M, L, t.

3. Membuat dimensi primer dari parameter-parameter yang dipilih.

Parameter	P	ρ	μ	V	D	d	S	H	t	b	n
Dimensi	$\frac{M L^2}{t^3}$	$\frac{M}{L^3}$	$\frac{M}{L t}$	$\frac{L}{t}$	L	L	L	L	L	L	$\frac{1}{t}$

4. Memilih parameter berulang yang jumlahnya (m) sama dengan jumlah dimensi primer (r) yang digunakan yaitu :

ρ, U, D .

Jumlah parameter berulang (m) = r = 3.

5. Menentukan grup tanpa dimensi yang akan dihasilkan =
n-m = 11-3 = 8 grup tanpa dimensi.

i. $\pi_1 = \rho^a V^b D^c P = \left(\frac{M}{L^3}\right)^a \left(\frac{L}{t}\right)^b (L)^c \left(\frac{ML^2}{t^3}\right) = (M^0 L^0 t^0)$

dimana :

M : a + 1 = 0

L : -3a + b + c + 2 = 0

t : -b - 3 = 0

diperoleh :

a = -1 ; b = -3 ; c = -2

sehingga :

$$\pi_1 = \rho^{-1} V^{-3} D^{-2} P$$

atau

$$\pi_1 = \frac{P}{\rho V^3 D^2}$$

- ii. Dengan cara yang sama diperoleh :

$$\pi_2 = \frac{\mu}{\rho V D}$$

$$\pi_3 = \frac{d}{D}$$

$$\pi_4 = \frac{S}{D}$$

$$\pi_5 = \frac{H}{D}$$

$$\pi_6 = \frac{t}{D}$$

$$\pi_7 = \frac{b}{D}$$

$$\pi_8 = \frac{x}{D}$$

$$\pi_9 = \frac{n D}{V}$$

Dari analisis dimensi diatas diperoleh grup tak

berdimensi sebagai berikut :

π_1 = *Coefficient of Power*

π_2 = bilangan *Reynolds*

π_3 = ratio diameter silinder pengganggu dengan diameter turbin angin Savonius

π_4 = ratio jarak antara pusat *returning blade* dengan silinder pengganggu

π_5 = ratio tinggi turbin angin Savonius dengan diameter turbin angin Savonius

π_6 = ratio panjang silinder pengganggu dengan diameter turbin angin Savonius

π_7 = ratio diameter *overlap* dengan diameter turbin angin Savonius

π_8 = ratio tebal sudu turbin dengan diameter turbin angin Savonius

π_9 = *Tip Speed Ratio*

Hubungan antara grup tak berdimensi sebagai berikut :

$$\pi_1 = f(\pi_2, \pi_3, \pi_4, \pi_5, \pi_6, \pi_7, \pi_8)$$

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

Pada penelitian ini digunakan $\frac{d}{D}, \frac{H}{D}, \frac{t}{D}, \frac{b}{D}, \frac{x}{D}, \frac{S}{D}$ sebagai variable tetap, sedangkan $\frac{\mu}{\rho V D}, \frac{n D}{V}$

divariasikan agar dapat mengetahui seberapa besar pengaruhnya terhadap *Coefficient of Power* pada turbin angin sehingga :

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

dalam hal ini D sebanding dengan L, untuk $L=2D-b-2x$, maka

$$\frac{P}{\rho V^3 D^2} = f_3 \left(\frac{\mu}{\rho V L}, \frac{n L}{V} \right)$$

atau

$$C_{op} = f_4(Re, TSR)$$

3.2.2 Analisa Dimensi untuk *Coefficient of Moment*

Langkah-langkah analisis dimensi yaitu sebagai berikut :

1. Menentukan parameter-parameter yang mempengaruhi *moment*

$$M = f(\rho, \mu, V, D, d, S, H, t, b, x, n)$$

Jumlah parameter (n) = 11 parameter
Parameter-parameter tersebut adalah:

- M = Moment (J)
- ρ = Massa jenis udara (kg/m^3)
- μ = Viskositas udara (Ns/m^2)
- V = Kecepatan aliran (m/s)
- D = Diameter sudu turbin angin Savonius (m)
- d = Diameter silinder pengganggu (m)
- S = Jarak antara pusat silinder pengganggu dengan pusat *returning blade* (m)
- H = Tinggi turbin angin Savonius (m)
- t = panjang silinder pengganggu (m)
- b = Diameter *overlap* (m)
- x = Tebal sudu turbin (m)
- n = Putaran sudu turbin angin Savonius (rpm)

2. Menentukan satu grup dimensi primer yang digunakan dalam menganalisis. Dipilih M, L, t.

3. Membuat dimensi primer dari parameter-parameter yang dipilih.

Parameter	P	ρ	μ	V	D	d	S	H	t	b	n
Dimensi	$\frac{M L^2}{t^3}$	$\frac{M}{L^3}$	$\frac{M}{L t}$	$\frac{L}{t}$	L	L	L	L	L	L	$\frac{1}{t}$

4. Memilih parameter berulang yang jumlahnya (m) sama dengan jumlah dimensi primer (r) yang

digunakan yaitu : ρ, U, D .

Jumlah parameter berulang (m) = r = 3.

5. Menentukan grup tanpa dimensi yang akan dihasilkan
 = n-m = 11-3 = 8 grup tanpa dimensi.

$$\text{iii. } \pi_1 = \rho^a V^b D^c P = \left(\frac{M}{L^3}\right)^a \left(\frac{L}{t}\right)^b (L)^c \left(\frac{ML^2}{t^3}\right) = (M^0 L^0 t^0)$$

dimana :

$$M : a + 1 = 0$$

$$L : -3a + b + c + 2 = 0$$

$$t : -b - 3 = 0$$

diperoleh :

$$a = -1 ; b = -3 ; c = -2$$

sehingga :

$$\pi_1 = \rho^{-1} V^{-3} D^{-2} M$$

atau

$$\pi_1 = \frac{M}{\rho V^3 D^2}$$

iv.

$$\pi_2 = \frac{\mu}{\rho V D}$$

$$\pi_3 = \frac{d}{D}$$

$$\pi_4 = \frac{S}{H}$$

$$\pi_5 = \frac{D}{t}$$

$$\pi_6 = \frac{D}{b}$$

$$\pi_7 = \frac{D}{x}$$

$$\pi_8 = \frac{D}{n D}$$

$$\pi_9 = \frac{D}{V}$$

Dari analisis dimensi diatas diperoleh grup tak

berdimensi sebagai berikut :

π_1 = *Coefficient of Moment*

π_2 = bilangan *Reynolds*

π_3 = ratio diameter silinder pengganggu dengan diameter turbin angin Savonius

π_4 = ratio jarak antara pusat *returning blade* dengan silinder pengganggu

π_5 = ratio tinggi turbin angin Savonius dengan diameter turbin angin Savonius

π_6 = ratio panjang silinder pengganggu dengan diameter turbin angin Savonius

π_7 = ratio diameter *overlap* dengan diameter turbin angin Savonius

π_8 = ratio tebal sudu turbin dengan diameter turbin angin Savonius

π_9 = *Tip Speed Ratio*

Hubungan antara grup tak berdimensi sebagai berikut :

$$\pi_1 = f(\pi_2, \pi_3, \pi_4, \pi_5, \pi_6, \pi_7, \pi_8)$$

$$\frac{M}{\rho V^3 D^2} = f_1 \left(\frac{\mu}{\rho V D}, \frac{d}{D}, \frac{S}{D}, \frac{H}{D}, \frac{t}{D}, \frac{b}{D}, \frac{x}{D}, \frac{n D}{V} \right)$$

Pada penelitian ini digunakan $\frac{d}{D}, \frac{H}{D}, \frac{t}{D}, \frac{b}{D}, \frac{x}{D}, \frac{S}{D}$ sebagai variable tetap, sedangkan $\frac{\mu}{\rho V D}, \frac{n D}{V}$

divariasikan agar dapat mengetahui seberapa besar pengaruhnya terhadap *Coefficient of Moment* pada turbin angin sehingga :

$$\frac{M}{\rho V^3 D^2} = f_2 \left(\frac{\mu}{\rho V D}, \frac{n D}{V} \right)$$

dalam hal ini D sebanding dengan L, untuk $L=2D-b-2x$, maka

$$\frac{M}{\rho V^3 D^2} = f_3 \left(\frac{\mu}{\rho V L}, \frac{n L}{V} \right)$$

atau

$$C_M = f_4(Re, TSR)$$

3.3 Peralatan Eksperimen

Pada penelitian ini digunakan beberapa peralatan guna melanjutkan pengambilan data eksperimen.

3.3.1 Blower

Pada penelitian ini menggunakan *blower* untuk menghasilkan kecepatan angin yang akan digunakan dalam pengujian performa turbin angin Savonius. Blower yang digunakan yaitu **CKE SPV- 18**. Untuk Spesifikasi yang lebih detail dapat dilihat pada Tabel 3.1



Gambar 3.2 Blower Portbale CKE-SPV 18

Tabel 3.1 Spesifikasi Blower CKE SPV-18

<i>SPECIFICATIONS</i>	
<i>Diameter</i>	18 inch / 450 mm
<i>Speed</i>	2850 RPM
<i>Air Flow</i>	4413 CFM
<i>Power</i>	1700 Watt
<i>Static Press</i>	520 Pa
<i>Phase</i>	1
<i>Voltage</i>	220 – 240 V

3.3.2 Penyangga Turbin Angin Savonius

Pada penelitian digunakan sebuah penyangga yang digunakan sebagai tempat peletakkan turbin angin Savonius dan juga plat penghalang. Berikut skema dari penyangga turbin angin Savonius sebagaimana ditunjukkan pada gambar 3.3 a dan b.

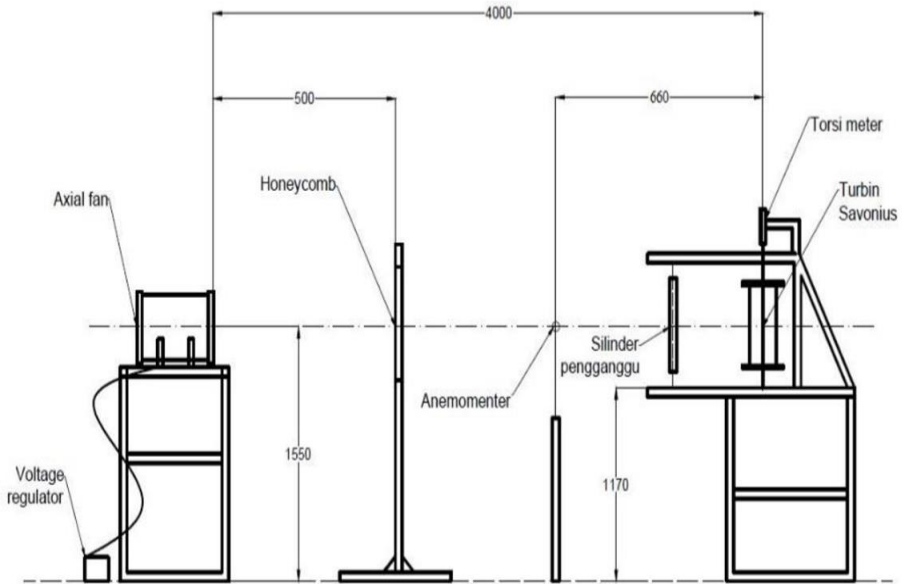


(a)



(b)

Gambar 3.3 Skema Susunan Penyangga dan turbin Angin Savonius (a) tampak depan, (b) tampak samping



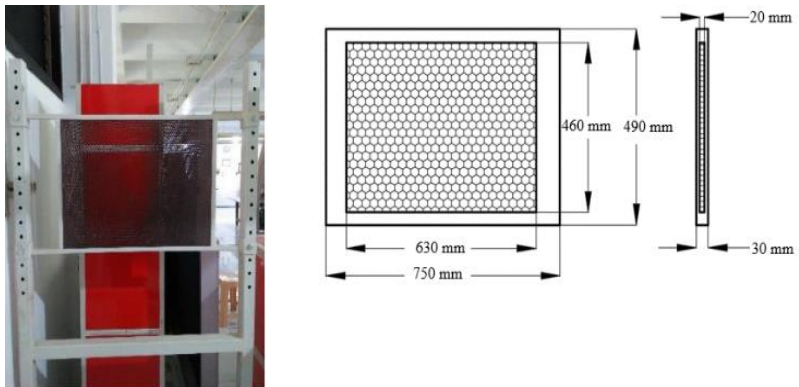
Gambar 3.4 Skema Susunan Peralatan beserta alat uji



Gambar 3.5 Instalasi Susunan Peralatan Penelitian

3.3.3 Honeycomb

Honeycomb digunakan pada penelitian ini karena berguna untuk membuat aliran angin dari *Axial fan* menuju benda uji menjadi *uniform*. Ukuran *Honeycomb* didasarkan oleh penelitian yang dilakukan **Bradshaw et al (1979)**. Berikut skema dari *Honeycomb* beserta *cover* dengan ukuran *meshing* dari *honeycomb* sebesar 0,0248 lubang/mm².



Gambar 3.6 *Honeycomb*

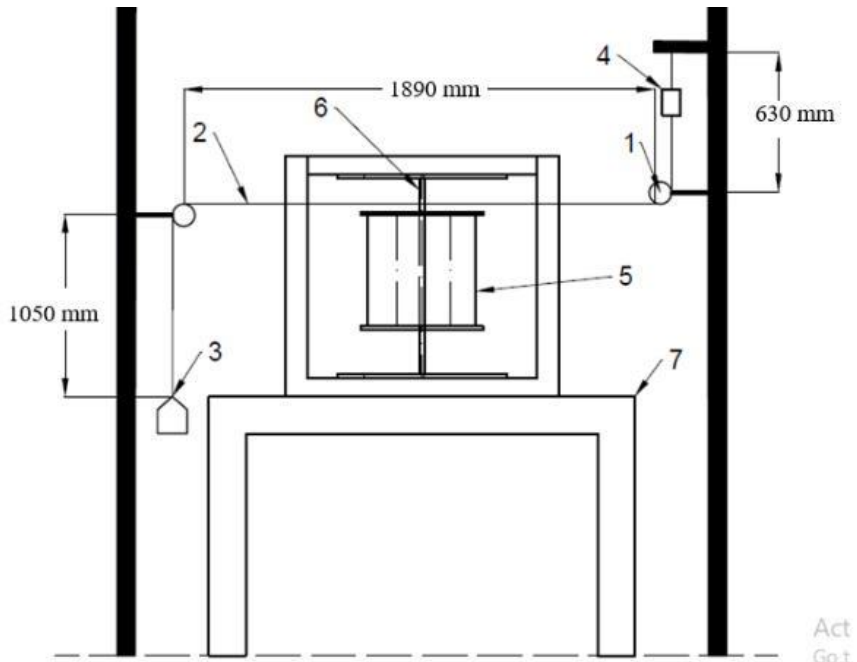
Spesifikasi *honeycomb* yang digunakan adalah sebagai berikut :

Panjang sisi <i>frame</i>	: 750 mm
Panjang sisi <i>honeycomb</i>	: 630 mm
Tinggi <i>honeycomb</i>	: 460 mm
Tinggi <i>frame</i>	: 490 mm
Tebal <i>frame</i>	: 30 mm
Tebal <i>honeycomb</i>	: 20 mm
<i>Meshing size</i>	: 0,0248 lubang/mm ²

3.3.4 Brake Dynamometer

Brake dynamometer merupakan alat ukur manual yang berfungsi untuk mengukur torsi dinamis yang dihasilkan oleh

putaran suatu objek. *Brake dynamometer* yang digunakan didasarkan pada penelitian yang dilakukan oleh **Mahmoud et al (2010)**.



Gambar 3.7 Susunan sistem *brake dynamometer*

Keterangan:

1. Sistem *pulley*
2. Benang Nilon
3. Massa pemberat
4. Neraca pegas
5. Turbin angin Savonius
6. Poros turbin angin Savonius
7. Struktur Penyanggah turbin angin Savonius

Pengukuran yang dilakukan adalah dengan skema yang terdiri dari sistem *pulley*, massa pemberat dan pegas yang dihubungkan oleh benang nilon dengan merk **Optimum** yang menyelubungi dari poros turbin angin Savonius. Besarnya daya yang terukur sesuai dengan persamaan perhitungan *Coefficient of Power*, dimana torsi dinamis yang dihasilkan oleh turbin angin Savonius dapat diukur oleh *brake* dynamometer. Torsi dinamis yang dihasilkan oleh turbin angin Savonius diukur ketika turbin berputar. Massa pemberat ditambahkan dengan berbagai variasi hingga turbin berhenti berputar.

Tabel 3.3 Spesifikasi Benang Nilon Optimum

SPECIFICATIONS	
Kekuatan	40 lbs ; 30 kg
Diameter	1 mm

Dalam penelitian ini, sebagai massa pemberat dalam sistem *brake dynamometer* yang digunakan, dipakai berbagai macam benda, antara lain plat aluminium tipis, akrilik, karet, serta baut dan mur. Untuk mengukur besarnya massa pemberat adalah dengan menggunakan timbangan. Timbangan yang digunakan dalam penelitian ini adalah **Shimadzu ELB300**. Untuk spesifikasi yang lebih detail dapat dilihat pada tabel 3.4

Tabel 3.4 Spesifikasi timbangan Shimadzu ELB300

SPECIFICATIONS	
Weighing Capacity	300 g
Minimum Display	0,01 g
Standard deviation	0,01 g
Linearity errors	$\pm 0,01$ g
Pan size	\varnothing 110 mm



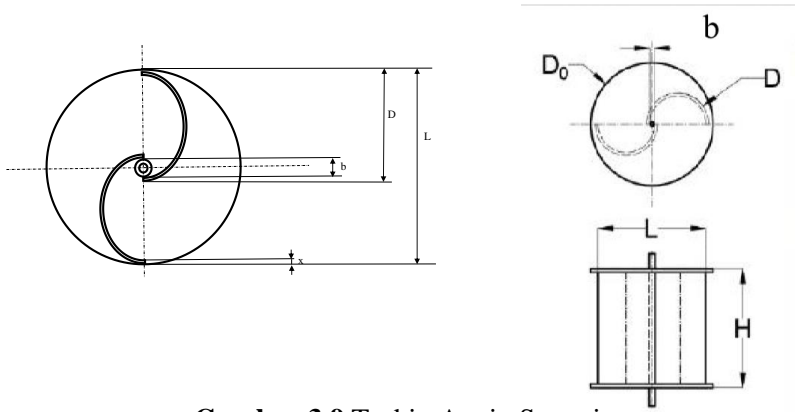
Gambar 3.8 Timbangan Shimadzu ELB300s

3.3.5 Benda Uji

Pada penelitian ini, sebagai benda kerja digunakan turbin angin tipe Savonius dengan pengganggu berupa plat.

a. Profil turbin angin tipe Savonius sebagai berikut :

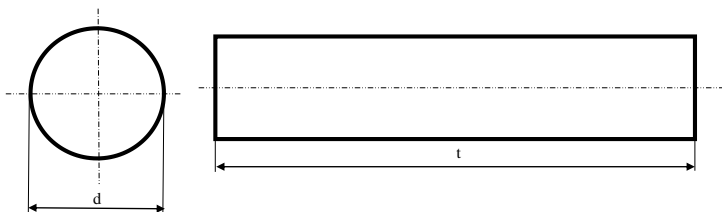
- Diameter (D) : 167 mm
- Tinggi (H) : 298 mm
- Diameter Overlap (b) : 19 mm
- Diameter end plate (D_0) : 320 mm
- Tebal sudu turbin (x) : 3 mm
- Panjang Karakteristik ($L=2D-b-2x$) : 309 mm
- Massa total turbin : 1,546 kg



Gambar 3.9 Turbin Angin Savonius

b. Profil silinder sirkular pengganggu sebagai berikut :

- d/D : 0,50
- Diameter (d) : 83 mm
- Tinggi (t) : 309 mm
- Variasi Jarak (S/D) : 2,6



Gambar 3.10 Gambar Teknik Silinder Sirkular Pengganggu

3.3.6 Alat Ukur

Pada penelitian ini digunakan beberapa alat ukur untuk mendapatkan nilai putaran (rpm) dan torsi (N.m) yang dihasilkan oleh turbin Savonius.

a. *Tachometer*

Tachometer merupakan alat ukur digital yang digunakan untuk mengukur kecepatan rotasi dari sebuah objek. *Tachometer* yang digunakan pada penelitian ini yaitu Buat lagi tabelnya, shg Font huruf sama dengan text **Tachometer OMEGA seri HHT13** dengan kemampuan pembacaan 0,05 m sampai 7,6 m akurasi pembacaan 0.01% atau ± 1 digit.



Gambar 3.11 Tachometer OMEGA seri HHT1

Tabel 3.5 Spesifikasi Tachometer OMEGA seri HHT1

Specifications	
Range	5 to 99.999 rpm
Accuracy	0.01% of reading or ± 1 digit
Resolution	0.001 to 1.0 rpm
Display	5-digit alphanumeric LCD
Memory	Max, min and last
Power	2 "AA" 1.5 Vdc batteries
Enviromental	5 to 40°C

b. Anemometer

Anemometer merupakan alat yang digunakan untuk mengukur kecepatan angin (airflow velocity). *Anemometer* yang digunakan dalam penelitian ini memiliki tipe Omega HHF141 Digital *Anemometer* yang bisa dilihat pada gambar 3.10. Pengukuran dapat dilakukan dalam beberapa satuan pengukuran yaitu ft/min, mph, knots, meter/s dan km/h. Selain itu alat ini dapat mengukur suhu udara dalam satuan $^{\circ}F$ dan $^{\circ}C$.



Gambar 3.12 Anemometer OMEGA seri HHF92A

Tabel 3.6 Spesifikasi Omega HHF92A Digital Anemometer

Specifications	
Accuracy	AP275: +/- 1.0% of reading +/- 1 digit AP100: +/- 0.5% of F.S. +0.75% of reading + 1 digit
Resolutions	0.01 m/sec
Display	0.5 inch LCD, 4 digits
Temperature	Instrument : 0 to 50 $^{\circ}C$ Probes : -20 to 100 $^{\circ}C$
Air Flow	AP100 : 1.5 to 35.00 m/sec 2.75 inch : 0.2 to 40.00 m/sec

c. *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.



Gambar 3.13 Torsimeter digital messrek LUTRON model TQ-8800

Tabel 3.7 Spesifikasi Torsimeter LUTRON model TQ-8800

Display Unit/ Resolution				
Unit	Max. range	High resolution	low resolution	over load protection range
Kg-sm	15 kg-cm	0,01 kg-cm	0,1 kg-cm	22,5 kgf-cm max
Lb-inch	12,99 Lb-inch	0,01 Lb-inch	0,1 Lb-inch	19,53 Lbf-inch max
N-cm	147,1 N-cm	0,1 N-cm	1 N-cm	220,1 N-cm max

d. *Voltage Regulator*

Pada penelitian ini menggunakan *voltage regulator* untuk mengatur besar keluaran tegangan yang dibutuhkan saat penelitian. *Voltage regulator* yang digunakan pada penelitian ini adalah ***Voltage Regulator Model TDGC 2J-3***



Gambar 3.14. Voltage Regulator

Spesifikasi *voltage regulator* yang digunakan dalam penelitian ini dapat dilihat pada tabel 3.7 berikut.

Tabel 3. 8 Spesifikasi *Voltage Regulator* Model TDGC 2J-3

<i>SPECIFICATIONS</i>	
<i>Model</i>	TDGC 2J-3
<i>Input</i>	110/220 V
<i>Output</i>	0 – 250 V
<i>Frequency</i>	50 – 60 Hz
<i>I Max</i>	4,8/12 A
<i>Cap.</i>	2 KVA

e. Neraca pegas

Neraca pegas digunakan untuk mengukur nilai S (gram) yang digunakan untuk mendapatkan nilai torsi dinamis pada brake dynamometer.



Gambar 3.15 Neraca Pegas

Tabel 3.9 Spesifikasi neraca pegas

Merk	Nagata
Kapasitas maksimal	3 kg
Ketelitian	10 gram

f. Massa Pemberat

Pemberat digunakan untuk mendapatkan nilai torsi dinamis dan variasi TSR pada brake dynamometer. Nilai massa pemberat bervariasi 3-20 gram.



Gambar 3.16 Massa pemberat

3.4 Prosedur Penelitian

Adapun langkah-langkah yang dilakukan dalam pengambilan data pada penelitian ini adalah sebagai berikut:

3.4.1 Prosedur Penelitian Menentukan Putaran dan Torsi Dinamis

Prosedur penelitian yang dilakukan dalam pengambilan data torsi dinamis pada penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Menyiapkan peralatan-peralatan yang akan digunakan.
2. Memasang benda uji yaitu turbin Savonius tanpa pengganggu pada test section didepan axial fan seperti pada gambar 3.4
3. Melakukan pengukuran temperatur dengan menggunakan Termometer
4. Menyalakan axial fan dan mengatur besar frekuensi yang diperlukan dengan menggunakan voltage regulator sehingga didapatkan nilai kecepatan sesuai yang dibutuhkan.

5. Mengukur kecepatan angin dengan menggunakan Anemometer sesuai dengan kecepatan angin 3,8 m/s.
6. Setelah mendapatkan kecepatan angin yang steady, kemudian mengukur putaran poros turbin angin tanpa beban dan tanpa pengganggu dengan menggunakan Tachometer.
7. Mengukur torsi dinamis tanpa massa beban dan tanpa pengganggu dengan menggunakan brake dynamometer.
8. Menambahkan massa pemberat awal 12 gram
9. Mengukur kecepatan putaran poros dengan tachometer.
10. Mengukur nilai massa yang terbaca di neraca pegas untuk mendapatkan nilai torsi dinamis.
11. Mengulangi langkah 8 sampai 10 hingga turbin angin Savonius berhenti berputar.
12. Mengulangi langkah 5 sampai 11 dengan mengubah bilangan kecepatan angin 4,4; 5; 6; 7; 8; dan 9 m/s.
13. Meletakkan silinder pengganggu dengan mengatur rasio posisi silinder pengganggu dalam arah tegak lurus arah angin terhadap sudu turbin angin Savonius (y/D)=0,5 ,jarak antara pusat Turbin angin Savonius dan pusat silinder pengganggu dengan rasio (S/D) = 2,6.
15. Mematikan axial fan.
16. Mengolah semua data yang diperoleh (putaran dan torsi dinamis) dan melakukan plotting grafik putaran (n) sebagai fungsi tip speed ratio, grafik *Coefficient of Power* (CoP) dan *Coefficient of Moment* (CM) sebagai fungsi tip speed ratio.

3.4.2 Prosedur Penelitian Menentukan Torsi Statis

Prosedur penelitian yang dilakukan dalam pengambilan data torsi statis pada penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Menyiapkan peralatan-peralatan yang akan digunakan.
2. Memasang benda uji yaitu turbin Savonius tanpa pengganggu pada test section didepan axial fan seperti pada gambar 3.4.
3. Menentukan variasi sudut turbin angin Savonius (θ) sebesar 0°
4. Menyalakan axial fan dan mengatur besar frekuensi yang diperlukan dengan menggunakan voltage regulator sehingga didapatkan nilai kecepatan sesuai yang dibutuhkan.
5. Mengukur kecepatan angin dengan menggunakan Anemometer sesuai yaitu 3,8 m/s.
6. Melakukan pengukuran torsi statis tanpa silinder pengganggu menggunakan torque meter.
7. Mematikan axial fan.
8. Mengulangi langkah 3 sampai 7 dengan mengubah variasi sudut turbin angin Savonius (θ) $0^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$ dengan kenaikan 10° setiap pengamatan.
9. Mengulangi langkah 3 sampai 8 dengan mengubah kecepatan angin sebesar 4,4; 5; 6; 7; 8; dan 9 m/s.
10. Meletakkan silinder pengganggu dengan mengatur rasio posisi silinder pengganggu dalam arah tegak lurus arah angin terhadap sudu turbin angin Savonius (y/D)=0,5 ,jarak antara pusat Turbin angin Savonius dan pusat silinder pengganggu dengan rasio (S/D) = 2,6
11. Menentukan variasi sudut turbin angin Savonius (θ) sebesar 0° .

12. Menyalakan axial fan dan mengatur besar frekuensi yang diperlukan dengan menggunakan voltage regulator sehingga didapatkan nilai kecepatan sesuai yang dibutuhkan.
13. Mengukur kecepatan angin dengan menggunakan Anemometer 3 m/s.
14. Melakukan pengukuran torsi statis dengan silinder pengganggu menggunakan torque meter.
15. Mematikan axial fan.

3.4.3 Uncertainty Pengukuran

Saat melakukan eksperimen, alat ukur yang digunakan memiliki ketelitian sehingga hasil yang ditunjukkan memiliki nilai ketidakpastian (uncertainty). Untuk mengetahui nilai uncertainty tersebut maka dilakukan perhitungan nilai uncertainty pada eksperimen ini. Contoh perhitungan dilakukan di titik maksimum CoP turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu pada bilangan *Reynolds* 96000. Berikut merupakan contoh perhitungan nilai uncertainty dari tip speed ratio (λ).

Uncertainty A (u_A) :

- $$u_A = \pm\{[u_L]^2 + [u_H]^2\}^{\frac{1}{2}}$$

$$u_A = \pm\{[0,00324]^2 + [0,00336]^2\}^{\frac{1}{2}}$$

$$u_A = \pm 0,004662$$

$$u_A = 0,4662\%$$

Uncertainty ρ (u_ρ) :

- $$u_\rho = \pm[[-u_T]^2]^{\frac{1}{2}}$$

$$u_\rho = \pm u_T$$

$$u_\rho = \pm 0,0035$$

$$u_\rho = \pm 0,35\%$$

Uncertainty μ (u_μ):

$$T = 28,5^\circ\text{C}$$

- $u_\mu = \pm \frac{\partial\mu}{\mu} = \frac{1}{\mu} \frac{d\mu}{dT} (\pm\delta T)$
- $\frac{d\mu}{dT} = \frac{\Delta\mu}{\Delta T} = \frac{\mu(29^\circ\text{C}) - \mu(27^\circ\text{C})}{29^\circ\text{C} - 27^\circ\text{C}} = \frac{(1,86 \times 10^{-5}) - (1,85 \times 10^{-5}) \frac{\text{N}\cdot\text{s}}{\text{m}^2}}{2^\circ\text{C}} = 5 \times 10^{-8} \frac{\text{N}\cdot\text{s}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$
- $u_\mu = \frac{1}{\mu} \frac{d\mu}{dT} (\pm\delta T)$
 $= \frac{1}{1,86 \times 10^{-5} \frac{\text{N}\cdot\text{s}}{\text{m}^2}} \cdot 5 \times 10^{-8} \frac{\text{N}\cdot\text{s}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \cdot (\pm 0,5^\circ\text{C})$
 $u_\mu = 1,344 \times 10^{-3} = 0,001$

Uncertainty Re (u_{Re}) :

- $u_{Re} = \left[(u_\rho)^2 + (u_v)^2 + (u_L)^2 + (-u_\mu)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$
 $u_{Re} = \left[u_\rho^2 + u_v^2 + u_L^2 + u_\mu^2 \right]^{\frac{1}{2}}$
 $u_{Re} = \pm \{ [0,00351]^2 + [0,002]^2 + [0,00324]^2 + [0,001]^2 \}^{\frac{1}{2}}$
 $u_{Re} = \pm 0,0113$
 $u_{Re} = \pm 1,13\%$

Uncertainty T_d (u_{T_d}) :

- $u_{T_d} = \pm \{ [u_{(s-m)}]^2 + [u_r]^2 \}^{\frac{1}{2}}$
 $u_{T_d} = \pm \{ [0,0551]^2 + [0,00078]^2 \}^{\frac{1}{2}}$

$$u_{T_d} = \pm 0,055$$

$$u_{T_d} = \pm 5,51\%$$

Uncertainty Tip Speed Ratio (u_λ) :

- $u_\lambda = \pm \{ [u_\omega]^2 + [u_R]^2 + [u_V]^2 \}^{\frac{1}{2}}$
- $u_\lambda = \pm \{ u_\omega^2 + u_R^2 + u_V^2 \}^{\frac{1}{2}}$
- $u_\lambda = \pm \{ 0,00053191^2 + 0,006472492^2 + 0,002^2 \}^{\frac{1}{2}}$
- $u_\lambda = \pm 0,0068$
- $u_\lambda = \pm 0,68\%$

Uncertainty Coefficient of Moment (u_{CM}) :

- $u_{CM} = \pm \{ u_{T_d}^2 + u_\rho^2 + u_U^2 + u_A^2 \}^{\frac{1}{2}}$
- $u_{CM} = \pm \{ 0,055^2 + 0,00351^2 + 0,002^2 + 0,004662^2 \}^{\frac{1}{2}}$
- $u_{CM} = \pm 0,055$
- $u_{CM} = \pm 5,55\%$

Uncertainty Coefficient of Power (u_{CoP}) :

$$u_{CoP} = \pm \{ [u_{CM}]^2 + [u_\lambda]^2 \}^{\frac{1}{2}}$$

$$u_{CoP} = \pm \{ [0,055]^2 + [0,0068]^2 \}^{\frac{1}{2}}$$

$$u_{CoP} = \pm 0,056$$

$$u_{CoP} = \pm 5,59\%$$

Tabel 3. 12 Hasil Perhitungan *Uncertainty* Pengukuran

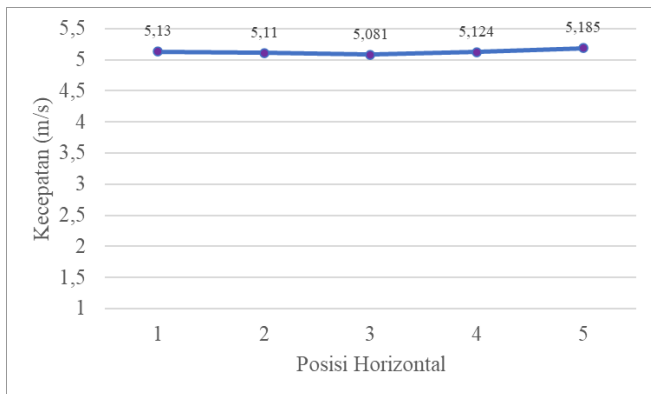
Uncertainty	
Parameter	(%)
λ	0,68
CoP	5,59
Cm	5,55
Re	1,13

3.4.4 Hasil Pengujian *Uniformity Flow*

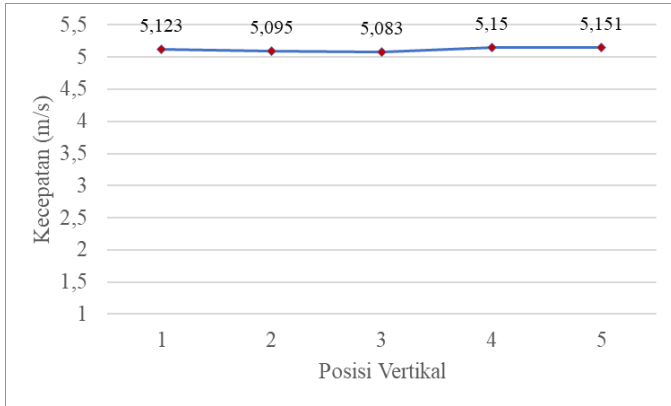
Pada eksperimen yang dilakukan, salah satu batasan masalah yang digunakan adalah uniform flow pada sisi upstream turbin angin Savonius. Aliran yang uniform bertujuan agar data yang didapat memiliki hasil yang ideal. Untuk mendapatkan aliran yang uniform digunakan alat yaitu honeycomb yang diletakkan di depan sumber angin (axial fan). Pengukuran kecepatan uniform flow dilakukan pada 5 titik vertikal dan 5 titik horizontal, serta jarak alat ukur dari turbin angin Savonius adalah 4D atau 660 mm. Berikut merupakan hasil pengujian uniformity yang telah dilakukan.



Gambar 3.17 Posisi Pengukuran *uniform test*



Gambar 3.18 Grafik Distribusi Kecepatan Horizontal

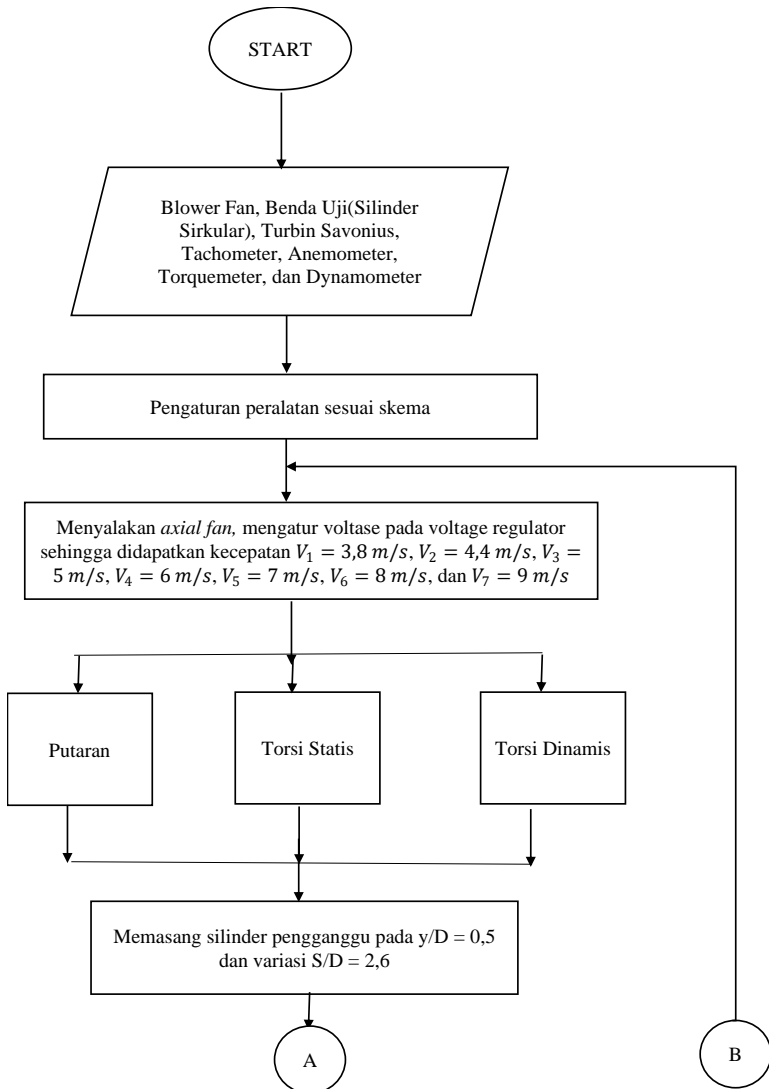


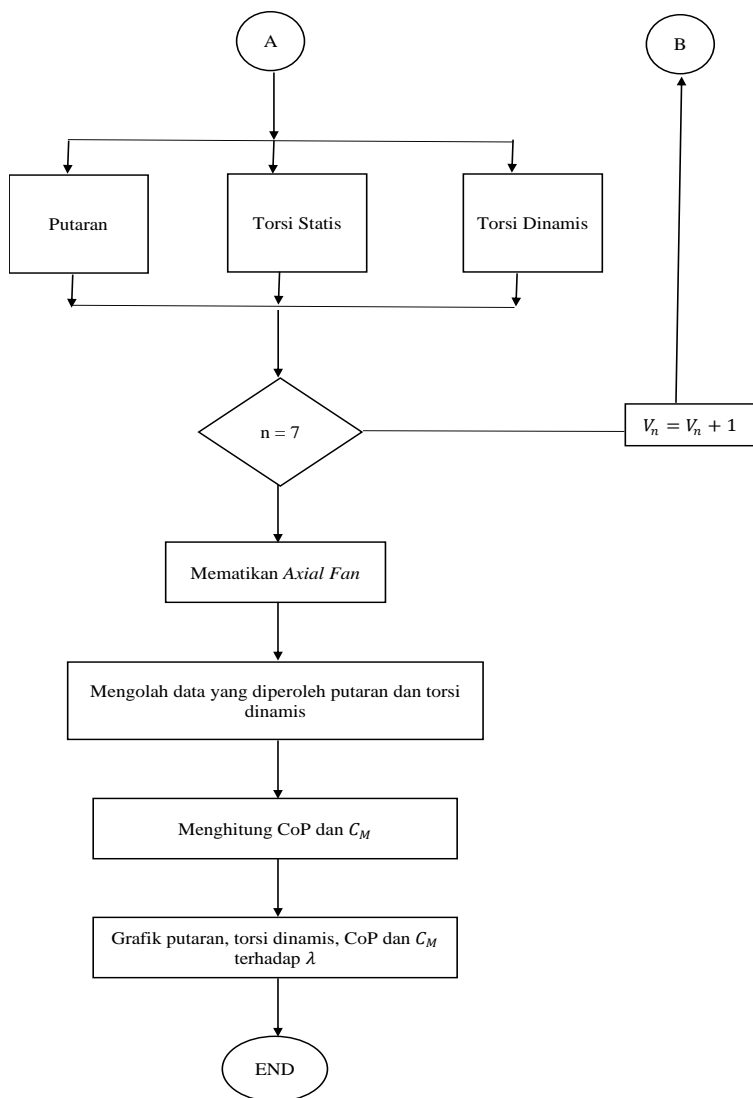
Gambar 3.19 Grafik Distribusi Kecepatan Vertikal

3.5 Flowchart Penelitian

Urutan langkah pengambilan data dalam penelitian ini dapat digambarkan dalam diagram alir sebagai berikut :

3.5.1 Flowchart Penelitian Menentukan Putaran, Torsi Dinamis, dan Torsi Statis





Gambar 3.20 Flowchart penelitian Putaran, Torsi Dinamis, dan Torsi Statis

3.6 Time Line Penelitian

Penelitian ini dilakukan mulai dari awal bulan Oktober 2019 dengan rincian pelaksanaan sesuai tabel 3.12.

Tabel 3.13 *Table Planner* Penelitian

Kegiatan	Bulan									
	Oct'19	Nov'19	Des'19	Jan'20	Feb'20	Mar'20	Apr'20	Mei'20	Jun'20	Jul'20
Pembuatan Proposal	■	■	■	■	■	■				
Ujian Proposal						■	■			
Persiapan Bahan Experimen					■	■				
Experimen			■	■	■	■	■	■		
Pengolahan Data							■	■	■	■
Penulisan TA							■	■	■	■
Ujian TA									■	■

(HALAMAN INI SENGAJA DIKOSONGKAN)

BAB IV

ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Contoh Perhitungan

Dari penelitian ini akan didapatkan data berupa nilai kecepatan putaran turbin (n), nilai koefisien torsi statis (C_{ts}), torsi dinamis (T_d), *Coefficient of Power* (CoP), dan *Coefficient of Moment* (CM) dari turbin angin Savonius tanpa dan dengan pengganggu. Eksperimen yang dilakukan yaitu menggunakan fluida kerja udara dengan asumsi *steady* dan *incompressible flow* yang memiliki beberapa nilai properties sebagai berikut:

1. Tekanan absolute udara dalam keadaan standar atmosfir (P_{std}) = $1,01325 \times 10^5 \text{ N/m}^2$
2. Temperatur udara dalam keadaan standar (T_{std}) = 288,2 K
3. Massa jenis udara dalam keadaan standar (ρ_{std}) = $1,225 \text{ kg/m}^3$
4. Temperatur udara ruangan kerja (T) = $28,5 \text{ }^\circ\text{C} = 301,5 \text{ K}$

Beberapa properties tersebut akan digunakan untuk mengolah data-data yang didapat dari eksperimen sehingga didapatkan data-data yang diinginkan.

4.1.1 Perhitungan Bilangan *Reynolds*

➤ **Massa Jenis Udara (ρ)**

Dari persamaan pemuaian gas didapatkan bahwa:

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

Karena $V = \frac{m}{\rho}$, maka persamaan 4.2 berubah menjadi:

$$\frac{P_1 m_1}{T_1 \rho_1} = \frac{P_2 m_2}{T_2 \rho_2} \quad (4.2)$$

Dimana:

- P_1 = tekanan absolut udara pada keadaan 1 (acuan)
= $1,01325 \times 10^5 \text{ N/m}^2$
- T_1 = temperature udara pada keadaan 1 (acuan)
= 288,2 K
- ρ_1 = massa jenis udara pada keadaan 1 (acuan)
= $1,225 \text{ kg/m}^3$
- m_1 = massa udara pada keadaan 1 (acuan)
- P_2 = tekanan absolut udara pada keadaan 2 (penelitian)
- T_2 = temperatur udara pada keadaan 2 (penelitian)
- ρ_2 = massa jenis udara pada keadaan 2 (penelitian)
- m_2 = massa udara pada keadaan 2 (penelitian)

Keadaan 1 dan 2 berada pada ketinggian yang sama sehingga $P_1 = P_2$ dan massa udara pada keadaan 1 dan 2 menjadi $m_1 = m_2$. Berdasarkan batasan tersebut, maka persamaan 4.3 menjadi :

$$\rho_1 = \frac{T_1 \rho_1}{T_2} \quad (4.3)$$

$$\rho_2 = \frac{288,2 \text{ K} \times 1,225 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{301,5 \text{ K}}$$

$$\rho_2 = 1,170 \text{ kg/m}^3$$

➤ **Viskositas Udara (μ)**

Untuk perhitungan viskositas udara digunakan persamaan **Sutherland**, yaitu :

$$\mu = \frac{b T^{\frac{3}{2}}}{S+T} \quad (4.4)$$

Dimana untuk udara :

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

$$S = 110,4 \text{ K}$$

$$T = \text{temperatur saat penelitian} = 301,5 \text{ K}$$

Dari nilai-nilai tersebut, kemudian dimasukkan kedalam persamaan 4.4, sehingga didapatkan :

$$\mu = \frac{1,458 \times 10^{-6} \frac{\text{kg}}{\text{m.s.K}^{\frac{1}{2}}} (301,5 \text{ K})^{\frac{3}{2}}}{(110,4 + 301,5) \text{ K}}$$

$$= 1,86 \times 10^{-5} \frac{\text{Kg}}{\text{m.s}}$$

➤ **Bilangan Reynolds (Re)**

Persamaan 2.8 untuk mendapatkan bilangan *Reynolds* adalah sebagai berikut:

$$R_e = \frac{U \times \rho \times L}{\mu}$$

Dimana :

L = panjang karakteristik yang diukur dari medan aliran, dalam kasus ini adalah diameter turbin
 $L=2D-e-2x = (2 \times 167) - 19 - (2 \times 3) = 309 \text{ mm} = 0,309 \text{ m}$

U = kecepatan blower fan = 5 m/s

Sehingga didapatkan :

$$R_e = \frac{(5 \frac{m}{s}) \times (1,17 \frac{kg}{m^3}) \times (0,309m)}{1,86 \times 10^{-5} \frac{Kg}{m.s}}$$

$$= 9,6 \times 10^4$$

Didapatkan data *Reynolds* number dengan nilai kecepataannya untuk pengujian adalah sebagai berikut.

Tabel 4.1 Kecepatan dan *Reynolds Number*

Kecepatan (m/s)	<i>Reynolds number</i>
3,8	$7,4 \times 10^4$
4,4	$8,6 \times 10^4$
5	$9,6 \times 10^4$
6	$11,7 \times 10^4$
7	$13,6 \times 10^4$
8	$15,5 \times 10^4$
9	$17,5 \times 10^4$

4.1.2 Perhitungan Tip Speed Ratio

Contoh perhitungan yang dilakukan yaitu menggunakan data turbin angin tanpa silinder

pengganggu pada *bilangan Reynolds* $9,6 \times 10^4$ saat pembebanan pertama.

Persamaan 2.19 untuk mendapatkan nilai *Tip Speed Ratio* (λ) pada *bilangan Reynolds* $9,6 \times 10^4$ adalah sebagai berikut :

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

Dimana :

n = jumlah putaran poros turbin angin savonius (rpm) pada *bilangan Reynolds* $9,6 \times 10^4$

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2\pi(222,64854)}{60} = 23,304 \text{ rad/s}$$

R = jari-jari turbin angin Savonius

$$\begin{aligned} &= \frac{L}{2} = \frac{(2D - e - 2x)}{2} \\ &= \frac{(2(167) - 19,56 - 2(3))}{2} \\ &= 154,22 \text{ mm} = 0,1542 \text{ m} \end{aligned}$$

U = kecepatan pada *bilangan Reynolds* $9,6 \times 10^4$ yaitu 5 m/s

Sehingga didapatkan nilai

$$\lambda = \frac{23,304 \text{ rad/s} \times 0,1542 \text{ m}}{5 \text{ m/s}} = 0,720$$

4.1.3 Perhitungan *Coefficient of Power*

Persamaan 2.18 untuk mendapatkan nilai *Coefficient of Power* (CoP) pada *bilangan Reynolds* $9,6 \times 10^4$ adalah sebagai berikut :

$$C_{op} = \frac{(m - s)g.r.\pi.n}{15.\rho.A.V^3}$$

Dimana :

A = Luas penampang pada turbin angin Savonius yang ditabrak oleh angin

$$= L \times H = 0,308 \text{ m} \times 0,298 \text{ m} = 0,0919 \text{ m}^2$$

r = Jari-jari silinder yang menerima beban = 0,0127 m

ω = Kecepatan sudut turbin angin Savonius

Sehingga didapatkan nilai CoP :

$$\begin{aligned} CoP &= \frac{\left(\frac{31,4 - 130}{1000}\right) \text{ kg} \cdot \left(9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right) \cdot (0,0127 \text{ m}) \cdot \left(23,304 \frac{\text{rad}}{\text{s}}\right)}{\frac{1}{2} \cdot \left(1,17 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) \cdot (0,0919 \text{ m}^2) \cdot \left(5 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^3} \\ &= 0,0425 \end{aligned}$$

4.1.4 Perhitungan Coefficient of Moment

Persamaan 2.20 untuk mendapatkan nilai *Coefficient of Moment* (C_M) pada *bilangan Reynolds* $9,6 \times 10^4$ adalah sebagai berikut :

$$C_M = \frac{4 \cdot T_D}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 \cdot A \cdot L}$$

Dimana:

T_D = torsi dinamis turbin yang diukur dengan Brake Dynamometer (N.cm)

ρ = massa jenis fluida ($\text{kg} \cdot \text{m}^3$)

A = luas karakteristik turbin yang terkena fluida (m^2)

V = kecepatan fluida yang mengalir (m/s)

L = panjang karakteristik

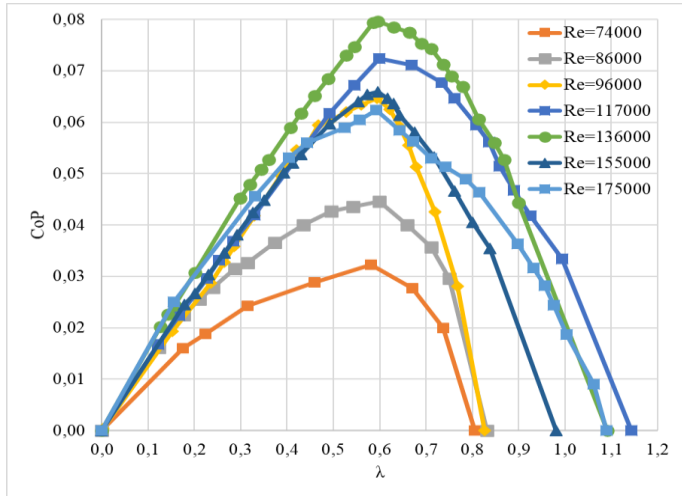
Sehingga didapatkan nilai C_M :

$$C_M = \frac{4 \times 0,0123 \text{ N.m}}{\frac{1}{2} \cdot \left(1,17 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) \cdot \left(5 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2 \cdot (0,0919 \text{ m}^2) \cdot (0,309\text{m})} = 0,059$$

4.2 Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu

4.2.1 *Coefficient of Power* Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu (COP)₀ Sebagai Fungsi Tip Speed Ratio (TSR)

Coefficient of Power (CoP) turbin angin Savonius merupakan perbandingan antara daya yang dihasilkan turbin dibanding dengan daya teoritis yang diberikan oleh angin, secara rumus dapat dituliskan $\left(\frac{T_d \cdot \omega}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot U^3}\right)$. Daya yang dihasilkan oleh turbin angin berasal dari perkalian torsi dinamis dengan kecepatan sudut turbin. Cara mendapatkan nilai torsi dinamis adalah dengan menggunakan sistem Brake Dynamometer dengan menghitung selisih massa pemberat yang diberikan dan nilai yang terbaca pada neraca pegas dikali percepatan gravitasi dan dikali jari jari poros yang dikenai benang. Penambahan variasi massa dilakukan untuk mendapatkan variasi nilai TSR dari turbin angin Savonius. Berikut adalah grafik *Coefficient of Power* turbin angin Savonius tanpa penghalang sebagai fungsi TSR pada masing masing pada bilangan *Reynolds* $7,4 \times 10^4$; $8,6 \times 10^4$; $9,6 \times 10^4$; $11,7 \times 10^4$; $13,6 \times 10^4$; $15,5 \times 10^4$; dan $17,5 \times 10^4$. Data yang didapatkan dari hasil penelitian bisa dilihat pada gambar 4.1.



Gambar 4. 1 Grafik CoP Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu Sebagai Fungsi TSR pada masing-masing Bilangan Reynolds $7,4 \times 10^4$; $8,6 \times 10^4$; $9,6 \times 10^4$; $11,7 \times 10^4$; $13,6 \times 10^4$; $15,5 \times 10^4$; dan $17,5 \times 10^4$.

Gambar 4.1 menunjukkan perbandingan nilai CoP turbin Savonius tanpa silinder pengganggu sebagai fungsi nilai TSR masing masing pada bilangan Reynolds sebesar $7,4 \times 10^4$; $8,6 \times 10^4$; $9,6 \times 10^4$; $11,7 \times 10^4$; $13,6 \times 10^4$; $15,5 \times 10^4$; dan $17,5 \times 10^4$. Dapat dilihat bahwa trendline grafik tersebut memiliki bentuk parabolik dengan nilai CoP naik hingga nilai TSR tertentu yaitu pada CoP maksimumnya kemudian turun sampai TSR maksimum. Pada turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu, nilai CoP paling tinggi adalah pada bilangan Reynolds $13,6 \times 10^4$ pada TSR = 0,596 dengan nilai CoP maksimum =0,0797. Pada penelitian dengan menggunakan bilangan Reynolds $7,4 \times 10^4$ mempunyai nilai CoP maksimum sebesar 0,0323 pada TSR =

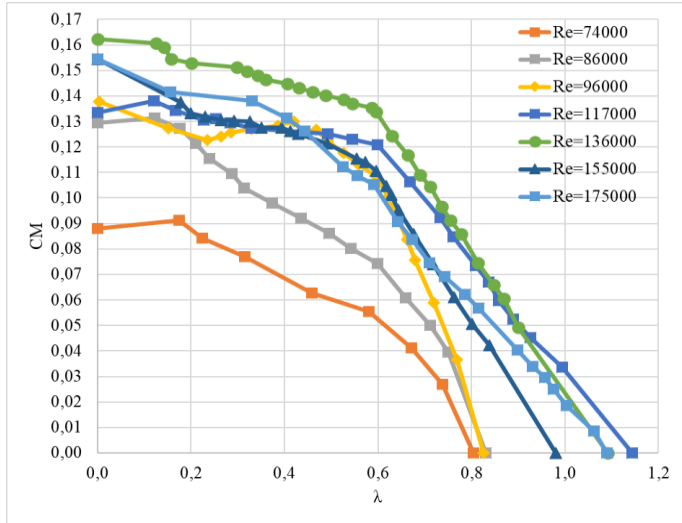
0,581. Pada penelitian dengan menggunakan bilangan *Reynolds* $8,6 \times 10^4$ didapatkan nilai CoP maksimum sebesar 0,0445 pada TSR = 0,599. Pada penelitian dengan menggunakan bilangan *Reynolds* $9,6 \times 10^4$ didapatkan nilai CoP maksimum sebesar 0,0646 pada TSR = 0,595. Pada penelitian dengan menggunakan bilangan *Reynolds* $11,7 \times 10^4$ didapatkan nilai CoP maksimum sebesar 0,0724 pada TSR = 0,599. Pada penelitian dengan menggunakan bilangan *Reynolds* $15,5 \times 10^4$ didapatkan nilai CoP maksimum sebesar 0,0660 pada TSR = 0,596. Pada penelitian dengan menggunakan bilangan *Reynolds* $17,5 \times 10^4$ didapatkan nilai CoP maksimum sebesar 0,0623 pada TSR = 0,592.

Ketujuh grafik CoP masing-masing menunjukkan bahwa performa turbin angin Savonius akan meningkat hingga mencapai CoP maksimum pada TSR optimal tertentu kemudian akan turun setelah melewati TSR optimalnya pada masing masing bilangan *Reynolds*. Pada turbin angin Savonius tanpa menggunakan silinder pengganggu ini bekerja lebih optimal pada bilangan *Reynolds* $13,6 \times 10^4$ atau pada kecepatan sedang 7 m/s. Berdasarkan data tersebut, dapat dilihat bahwa kemampuan turbin angin Savonius tidak terlalu baik pada kecepatan rendah maupun tinggi dibuktikan pada bilangan *Reynolds* $13,6 \times 10^4$ memiliki nilai CoP tertinggi sedangkan pada bilangan *Reynolds* $7,4 \times 10^4$; $8,6 \times 10^4$; $9,6 \times 10^4$; $11,7 \times 10^4$; $13,6 \times 10^4$; $15,5 \times 10^4$; dan $17,5 \times 10^4$ memiliki nilai CoP yang lebih rendah. Hal ini dikarenakan nilai CoP turbin angin Savonius sebagai fungsi TSR mempunyai bentuk grafik parabolik yang akan naik sampai

CoP maksimum pada bilangan *Reynolds* tertentu dan akan turun setelah melewati titik maksimumnya. Diduga nilai CoP pada bilangan *Reynolds* = $13,6 \times 10^4$ berada pada posisi puncak nilai CoP maksimumnya sehingga performa sebelum dan sesudah nilai puncak tersebut akan menurun nilai CoP nya, hal ini terjadi karena adanya rugi yang terjadi pada turbin salah satunya akibat rugi bearing..

4.2.2 Coefficient of Moment (C_{m_0}) Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu Sebagai Fungsi Tip Speed Ratio (TSR)

Pengujian dilakukan pada turbin angin Savonius tanpa diberikan silinder pengganggu didepan *returning blade* pada bilangan *Reynolds* masing *Reynolds* $7,4 \times 10^4$; $8,6 \times 10^4$; $9,6 \times 10^4$; $11,7 \times 10^4$; $13,6 \times 10^4$; $15,5 \times 10^4$; dan $17,5 \times 10^4$. Cara mendapatkan variasi TSR adalah dengan menambahkan massa pemberat pada sistem brake dynamometer. Selain itu torsi dinamis didapatkan dengan menghitung selisih nilai yang terbaca pada neraca pegas dengan massa pemberat yang kemudian dikali dengan gravitasi dan dikali jari jari poros yang dikenai benang. Dengan perhitungan pada persamaan 2.20 yaitu $C_M = \frac{4.T_D}{\rho.A.U^2.L}$ maka didapatkan nilai dari *Coefficient of Moment* (C_m) turbin sebagai berikut.



Gambar 4. 2 Grafik *Coefficient of Moment (Cm)* turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu sebagai fungsi TSR

Gambar 4.2 merupakan gambar perbandingan nilai C_m terhadap nilai bilangan *Reynolds* masing-masing sebesar $7,4 \times 10^4$; $8,6 \times 10^4$; $9,6 \times 10^4$; $11,7 \times 10^4$; $13,6 \times 10^4$; $15,5 \times 10^4$; dan $17,5 \times 10^4$ sebagai fungsi TSR. Nilai TSR yang didapatkan bervariasi dari 0 hingga 1,144. Dapat dilihat bahwa trendline dari grafik bahwa nilai C_m semakin menurun dengan bertambahnya nilai TSR. Grafik dengan bilangan *Reynolds* = $13,6 \times 10^4$ mempunyai nilai C_m paling besar dibandingkan dengan grafik pada nilai bilangan *Reynolds* = $7,4 \times 10^4$; $8,6 \times 10^4$; $9,6 \times 10^4$; $11,7 \times 10^4$; $15,5 \times 10^4$; dan $17,5 \times 10^4$. Pada bilangan *Reynolds* $7,4 \times 10^4$ nilai C_m maksimum yaitu sebesar 0,0913 pada TSR 0,175. Pada bilangan *Reynolds* $8,6 \times 10^4$ nilai C_m maksimum sebesar 0,1313 pada TSR = 0,123. Pada bilangan

Reynolds $9,6 \times 10^4$, nilai maksimum C_m adalah 0,1379 pada TSR 0,000. Pada bilangan *Reynolds* $11,7 \times 10^4$, nilai maksimum C_m adalah 0,1381 pada TSR 0,121. Pada bilangan *Reynolds* $13,6 \times 10^4$, nilai maksimum C_m adalah 0,1622 pada TSR 0,000. Pada bilangan *Reynolds* $15,5 \times 10^4$, nilai maksimum C_m adalah 0,1546 pada TSR 0,000. Pada bilangan *Reynolds* $17,5 \times 10^4$, nilai maksimum C_m adalah 0,2099 pada TSR 0,000.

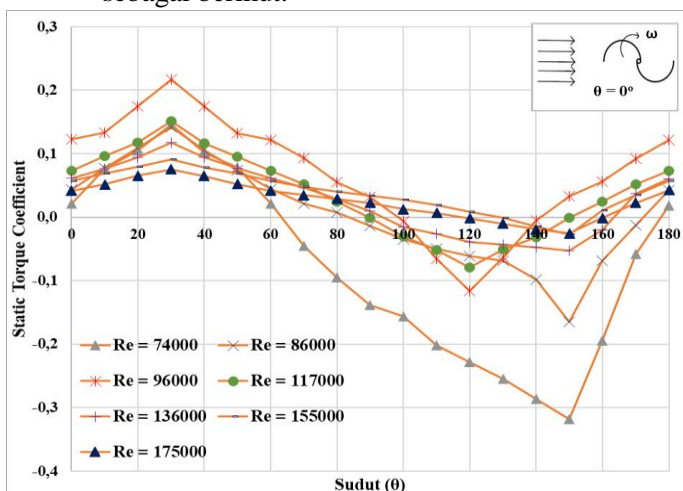
Secara garis besar dapat dilihat trendline C_m turun seiring bertambahnya nilai TSR. Hal ini dikarenakan semakin besar nilai TSR maka semakin kecil massa yang diberikan pada brake dynamometer yang akan berpengaruh pada nilai s yang terbaca pada neraca Pegas. Nilai s akan berpengaruh pada nilai torsi dinamis dari turbin saat berputar pada TSR tersebut. Semakin besar massa pemberat maka semakin besar nilai s pada neraca pegas. Torsi dinamis berbanding lurus dengan selisih dari nilai yang terbaca pada neraca pegas dan massa pemberat dengan rumus torsi dinamis adalah $T_d = \{(s - m)g\} \times r$. Dimana torsi dinamis berbanding lurus dengan nilai C_m , semakin kecil massa pemberat maka TSR semakin meningkat. Sehingga hal ini membuat trendline dari grafik C_m ini turun seiring naiknya TSR. Nilai C_m maksimum yang paling tinggi terdapat pada bilangan *Reynolds* $= 13,6 \times 10^4$. Nilai C_m terendah adalah pada bilangan *Reynolds* $= 7,4 \times 10^4$. Nilai C_m akan naik seiring meningkatnya nilai bilangan *Reynolds* sampai nilai maksimumnya dan akan turun setelah melewati nilai maksimum. Nilai C_m tertinggi terdapat pada kecepatan medium dikarenakan sebelum mencapai nilai maksimumnya pada

bilangan *Reynolds* tertentu, nilai C_m akan naik seiring bertambahnya bilangan *Reynolds* hingga mencapai titik puncaknya. Secara matematis, nilai C_m berbanding terbalik dengan nilai kecepatan angin pangkat dua sehingga semakin tinggi kecepatan angin maka akan menyebabkan semakin rendahnya nilai C_m turbin angin Savonius. Sesuai dalam kondisi ini, peningkatan torsi dinamis yang dihasilkan pada kecepatan tinggi lebih kecil dibandingkan dengan kecepatan medium dan lebih besar dari kecepatan rendah, sehingga peningkatan nilai C_m berbanding terbalik dengan peningkatan bilangan *Reynolds*. Berdasarkan data tersebut, dapat dinyatakan bahwa turbin angin Savonius bekerja lebih efektif pada kecepatan medium atau tinggi, namun kurang efektif bekerja pada kecepatan rendah pada kondisi ini.

4.2.3 Koefisien Torsi Statis (C_{ts0}) Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu Sebagai Fungsi Posisi Sudut Blade (θ)

Data koefisien torsi statis (C_{ts}) sebagai fungsi sudut (θ) didapatkan dengan melakukan pengujian pada turbin angin Savonius tanpa diberikan silinder pengganggu didepan *returning blade* pada bilangan *Reynolds* masing masing $7,4 \times 10^4$; $8,6 \times 10^4$; $9,6 \times 10^4$; $11,7 \times 10^4$; $13,6 \times 10^4$; $15,5 \times 10^4$; dan $17,5 \times 10^4$. Torsi statis turbin angin Savonius tanpa pengganggu (C_{ts}) didapatkan dengan menggunakan alat ukur torquemeter yang akan menunjukkan angka nilai torsi yang dihasilkan. Torsi statis diukur pada keadaan turbin diam walaupun dialiri angin,

karena ada pencekaman pada bagian poros atas turbin angin. Pada awalnya sudut dari sudu turbin angin Savonius diatur dengan posisi 0° searah dengan aliran udara hingga posisi akhir 180° dengan kenaikan 10° setiap pengukurannya. Setelah sudut diatur kemudian turbin dialiri angin dan diambil data torsi statis. Dengan perhitungan $Koefisien\ torsi\ statis = \frac{4.T_s}{\rho.A.U^2.L}$ maka didapatkan nilai dari koefisien torsi statis turbin sebagai berikut.



Gambar 4. 3 Grafik Koefisien Torsi Statis (Cts) Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu Sebagai Fungsi posisi sudut blade (θ)

Gambar 4.3 merupakan grafik koefisien torsi statis (Cts) turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu sebagai fungsi posisi sudut blade (θ). Dari gambar tersebut dapat dilihat bahwa trendline grafik berbentuk sinusoidal. Pada ketujuh grafik bilangan *Reynolds* tersebut

dapat dilihat bahwa nilai koefisien torsi statis meningkat hingga sudut 30° kemudian turun hingga kisaran sudut 120° - 150° , kemudian kembali naik hingga sudut terakhir. Pada bilangan *Reynolds* $7,4 \times 10^4$ saat sudut 0° memiliki nilai koefisien torsi statis 0,022 kemudian naik sampai nilai maksimumnya sebesar 0,147 pada sudut 30° kemudian turun sampai nilai minimumnya -0,318 pada posisi sudut 150° kemudian naik lagi sampai sudut 180° dengan nilai koefisien torsi statis 0,018. Pada bilangan *Reynolds* $8,6 \times 10^4$ saat sudut 0° memiliki nilai koefisien torsi statis sebesar 0,043 kemudian naik sampai nilai maksimumnya sebesar 0,142 pada sudut 30° . Kemudian nilai koefisien torsi statis nya menurun sampai nilai minimumnya sebesar -0,165 pada sudut 150° kemudian kembali naik hingga sudut 180° dengan nilai koefisien torsi statis 0,042. Pada bilangan *Reynolds* $9,6 \times 10^4$ saat sudut 0° nilai koefisien torsi statis sebesar 0,123 kemudian naik hingga nilai maksimumnya sebesar 0,217 pada sudut 30° kemudian nilai koefisien torsi statis menurun hingga nilai minimumnya sebesar -0,116 pada sudut 120° dan naik lagi sampai sudut 180° dengan nilai koefisien torsi statis sebesar 0,121. Pada bilangan *Reynolds* $11,7 \times 10^4$ saat sudut 0° nilai koefisien torsi statis sebesar 0,073 kemudian naik hingga nilai maksimumnya sebesar 0,152 pada sudut 30° kemudian nilai koefisien torsi statis menurun hingga nilai minimumnya sebesar -0,080 pada sudut 120° dan naik lagi sampai sudut 180° dengan nilai koefisien torsi statis sebesar 0,073. . Pada bilangan *Reynolds* $13,6 \times 10^4$ saat sudut 0° nilai koefisien torsi statis

sebesar 0,061 kemudian naik hingga nilai maksimumnya sebesar 0,117 pada sudut 30° kemudian nilai koefisien torsi statis menurun hingga nilai minimumnya sebesar -0,053 pada sudut 150° dan naik lagi sampai sudut 180° dengan nilai koefisien torsi statis sebesar 0,060. Pada bilangan *Reynolds* $15,5 \times 10^4$ saat sudut 0° nilai koefisien torsi statis sebesar 0,057 kemudian naik hingga nilai maksimumnya sebesar 0,091 pada sudut 30° kemudian nilai koefisien torsi statis menurun hingga nilai minimumnya sebesar -0,027 pada sudut 150° dan naik lagi sampai sudut 180° dengan nilai koefisien torsi statis sebesar 0,057. Pada bilangan *Reynolds* $17,5 \times 10^4$ saat sudut 0° nilai koefisien torsi statis sebesar 0,042 kemudian naik hingga nilai maksimumnya sebesar 0,075 pada sudut 30° kemudian nilai koefisien torsi statis menurun hingga nilai minimumnya sebesar -0,026 pada sudut 150° dan naik lagi sampai sudut 180° dengan nilai koefisien torsi statis sebesar 0,042.

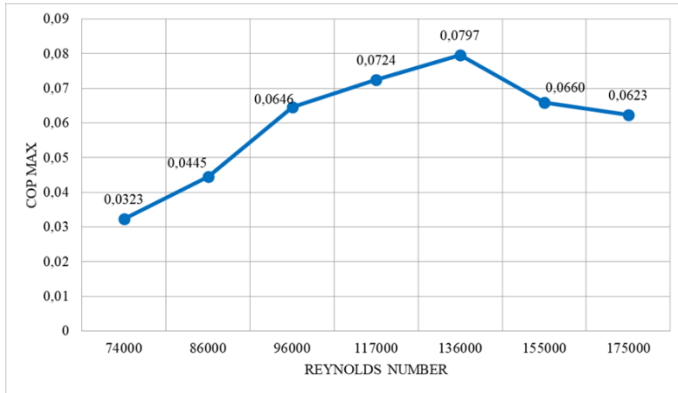
Koefisien torsi statis maksimum yang didapatkan dari pengujian adalah pada *Reynolds* number $9,6 \times 10^4$ karena pada nilai bilangan *Reynolds* ini memiliki kecepatan medium yaitu sebesar 5 m/s dibandingkan dengan nilai bilangan *Reynolds* $7,4 \times 10^4$; $8,6 \times 10^4$; $11,7 \times 10^4$; $13,6 \times 10^4$; $15,5 \times 10^4$ dan $17,5 \times 10^4$. Nilai Koefisien torsi statis akan naik seiring meningkatnya nilai bilangan *Reynolds* sampai nilai maksimumnya dan akan turun setelah melewati nilai maksimum. Nilai koefisien torsi statis tertinggi terdapat pada kecepatan medium dikarenakan sebelum mencapai nilai maksimumnya pada bilangan *Reynolds* tertentu, nilai koefisien torsi statis akan

naik seiring bertambahnya bilangan *Reynolds* hingga mencapai titik puncaknya. Secara matematis, nilai koefisien torsi statis berbanding terbalik dengan nilai kecepatan angin pangkat dua sehingga semakin tinggi kecepatan angin maka akan menyebabkan semakin rendahnya nilai koefisien torsi statis turbin angin Savonius.

Didapatkan torsi statis maksimum masing masing nilai *Reynolds* number adalah pada posisi sudut 30° hal ini menunjukkan bahwa pada sudut ini turbin memiliki nilai self starting yang paling tinggi dibandingkan sudut lainnya karena advancing blade menerima gaya drag lebih besar. Sedangkan torsi minimal berada dikisaran posisi sudut 120° dan 150° dengan nilai koefisien torsi statis negatif yang berarti bahwa pada posisi sudut tersebut advancing blade menerima gaya drag dari angin lebih rendah daripada *returning blade* sehingga harus diberikan gaya luar pada blade agar dapat mulai berputar dari keadaan diam dengan kata lain nilai koefisien torsi statis yang bernilai negatif tidak mempunyai kemampuan *self starting*.

4.2.4 Coefficient of Power Maksimum Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu $(COP)_{Max}$ Sebagai Fungsi Bilangan *Reynolds*

Berikut adalah grafik *Coefficient of Power* Maksimum turbin angin Savonius tanpa penghalang sebagai fungsi bilangan *Reynolds* pada masing masing bilangan *Reynolds* $7,4 \times 10^4$; $8,6 \times 10^4$; $9,6 \times 10^4$; $11,7 \times 10^4$; $13,6 \times 10^4$; $15,5 \times 10^4$; dan $17,5 \times 10^4$. Data yang didapatkan dari hasil penelitian bisa dilihat pada gambar 4.1.



Gambar 4.4 Grafik Coefficient of Power Maksimum Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu (COP)Max Sebagai Fungsi Bilangan Reynolds

Gambar 4.4 menunjukkan perbandingan nilai CoP Maksimum turbin Savonius tanpa silinder pengganggu sebagai fungsi bilangan *Reynolds* masing masing pada bilangan *Reynolds* sebesar $7,4 \times 10^4$; $8,6 \times 10^4$; $9,6 \times 10^4$; $11,7 \times 10^4$; $13,6 \times 10^4$; $15,5 \times 10^4$; dan $17,5 \times 10^4$. Dapat dilihat bahwa trendline grafik tersebut mengalami kenaikan hingga $Re = 13,6 \times 10^4$, kemudian menurun hingga $Re = 17,5 \times 10^4$. Pada turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu, nilai CoP Maksimum paling tinggi adalah pada bilangan *Reynolds* $13,6 \times 10^4$ dengan nilai CoP maksimum = 0,0797. Sedangkan turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu, dengan nilai CoP Maksimum paling rendah adalah pada bilangan *Reynolds* $7,4 \times 10^4$ dengan nilai CoP maksimum = 0,0323.

Nilai CoP Maksimum masing-masing bilangan *Reynolds* menunjukkan bahwa performa turbin angin Savonius akan meningkat hingga

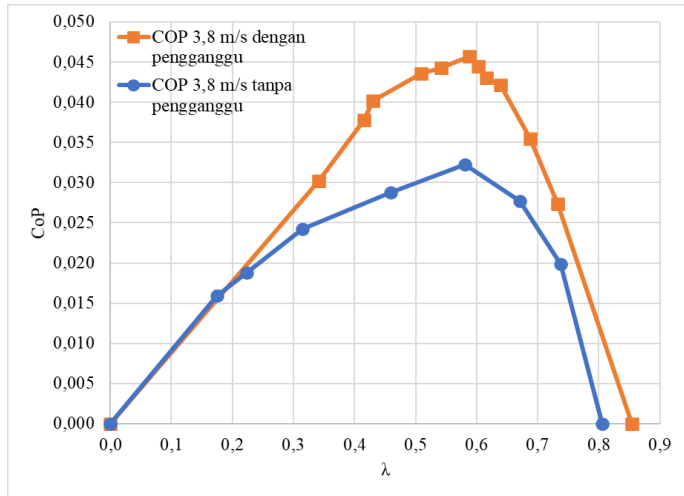
bilangan *Reynolds* optimal tertentu kemudian akan turun setelah melewati bilangan *Reynolds* optimalnya pada masing masing bilangan *Reynolds*. Pada turbin angin Savonius tanpa menggunakan silinder pengganggu ini bekerja lebih optimal pada bilangan *Reynolds* $13,6 \times 10^4$ atau pada kecepatan sedang 7 m/s. Berdasarkan data tersebut, dapat dilihat bahwa kemampuan turbin angin Savonius tidak terlalu baik pada kecepatan rendah maupun tinggi dibuktikan pada bilangan *Reynolds* memiliki $13,6 \times 10^4$ nilai CoP tertinggi sedangkan pada bilangan *Reynolds* $7,4 \times 10^4$ memiliki nilai CoP yang rendah dan pada bilangan *Reynolds* $15,5 \times 10^4$; dan $17,5 \times 10^4$ COP Maksimum kembali mengalami penurunan.

Hal ini dikarenakan nilai CoP turbin angin Savonius sebagai fungsi bilangan *Reynolds* mempunyai bentuk grafik parabolik yang akan naik sampai CoP maksimum pada bilangan *Reynolds* tertentu dan akan turun setelah melewati titik maksimumnya, hal ini terjadi karena adanya rugi yang terjadi pada turbin salah satunya akibat rugi bearing.. Diduga nilai CoP Maksimum pada bilangan *Reynolds* = $13,6 \times 10^4$ berada pada posisi puncak nilai CoP maksimumnya sehingga peforma sebelum dan sesudah nilai puncak tersebut akan menurun nilai CoP nya.

4.3 Analisis Performa Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu

4.3.1 *Coefficient of Power* (CoP) Turbin Angin Savonius Sebagai Fungsi Tip Speed Ratio (TSR) Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan *Reynolds* $7,4 \times 10^4$

Eksperimen dilakukan dengan pengganggu berukuran $d/D = 0,5$ pada posisi $y/D = 0,5$ dengan jarak $S/D = 2,6$ dan pada bilangan *Reynolds* $7,4 \times 10^4$. Dari eksperimen tersebut, didapatkan data berupa nilai *Coefficient of Power* (CoP) sebagai fungsi tip speed ratio (TSR) pada masing-masing variasi. Pada penelitian ini, dilakukan analisa perbandingan performa turbin angin Savonius (CoP) tanpa dan dengan silinder pengganggu, data hasil perbandingan dapat dilihat pada gambar 4.5.



Gambar 4.5 Grafik Coefficient of Power (CoP) Turbin Angin Savonius fungsi Tip Speed Ratio (TSR) Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan $Reynolds$ $7,4 \times 10^4$

Gambar 4.5 merupakan grafik *Coefficient of Power* (CoP) turbin angin Savonius tanpa dan dengan silinder pengganggu pada bilangan $Reynolds$ $7,4 \times 10^4$. Posisi pengganggu yang digunakan adalah jarak $S/D = 2,6$. Variasi nilai TSR didapatkan dengan memvariasikan massa pemberat yang diberikan hingga didapatkan variasi TSR mulai dari 0 hingga 0,855 sesuai data pada grafik. Dapat dilihat bahwa grafik yang dihasilkan pada gambar 4.5 mempunyai trendline nilai CoP berbentuk parabolik yang naik hingga nilai maksimum pada TSR tertentu kemudian turun setelah melewati titik maksimum. Pada turbin angin tanpa diberi pengganggu didapatkan nilai CoP maksimum yaitu sebesar 0,0323 pada $TSR = 0,581$. Pemberian silinder pengganggu di depan *returning blade* turbin angin pada posisi

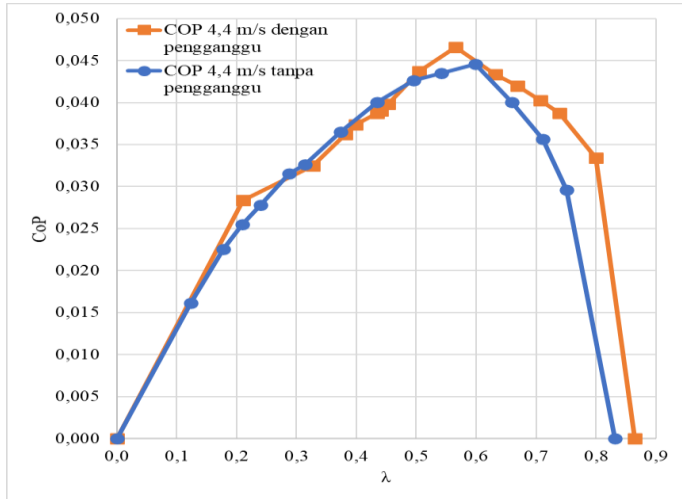
S/D= 2,6 didapatkan nilai CoP maksimum sebesar 0,0457 pada TSR= 0,587. Peningkatan yang terjadi sebesar 0,00134 dari CoP turbin tanpa diberi silinder pengganggu.

Berdasarkan data tersebut, turbin angin dengan pemberian silinder pengganggu pada posisi S/D = 2,6 memiliki nilai CoP lebih tinggi dibandingkan tanpa menggunakan silinder pengganggu pada bilangan *Reynolds* $7,4 \times 10^4$. Oleh karena itu dapat dikatakan bahwa peletakkan silinder pengganggu pada posisi S/D = 2,6 efektif mengurangi tekanan di depan *returning blade*. Tekanan di depan *returning blade* akan menurun sedangkan tekanan dibelakang *returning blade* akan meningkat, maka selisih tekanan di depan dan di belakang *returning blade* turbin akan menurun dan menyebabkan pressure drag menurun, gaya drag menurun dan selisih gaya drag antara kedua sudu turbin meningkat. Selain itu, pemberian silinder pengganggu pada posisi tersebut dapat mengganggu boundary layer pada *returning blade* turbin dan mempercepat transisi aliran dari laminar menuju turbulen sehingga momentum aliran untuk melawan gaya gesek dan adverse pressure gradient lebih besar dan menyebabkan titik separasi mundur dan wake mengecil. Akibatnya gaya drag pada *returning blade* menurun dan selisih gaya drag antara kedua sudu akan meningkat. Hal ini akan memperbesar nilai torsi dan meningkatkan *Coefficient of Power* (CoP) turbin angin. Selain itu pemberian silinder pengganggu pada posisi tersebut juga dapat mengarahkan aliran ke sisi advancing blade sehingga menyebabkan gaya drag pada sisi advancing lebih meningkat dan selisih gaya drag

antara kedua sudu akan meningkat pula. Sehingga dengan menggunakan silinder pengganggu pada posisi $S/D = 2,6$ didepan *returning blade* turbin angin Savonius pada bilangan *Reynolds* $7,4 \times 10^4$ dapat memberikan peningkatan CoP sebesar 41,49%. Kenaikan performa turbin yang terjadi cukup signifikan, hal ini membuktikan turbin angin Savonius mampu berputar berotasi pada kecepatan angin rendah dan memiliki self-starting yang baik dan torsi yang tinggi.

4.3.2 *Coefficient of Power (CoP) Turbin Angin Savonius Sebagai Fungsi Tip Speed Ratio (TSR) Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan Reynolds $8,6 \times 10^4$*

Eksperimen dilakukan dengan pengganggu berukuran $d/D = 0,5$ pada posisi $y/D = 0,5$ dengan jarak $S/D = 2,6$ dan pada bilangan *Reynolds* $8,6 \times 10^4$. Dari eksperimen tersebut, didapatkan data berupa nilai *Coefficient of Power (CoP)* sebagai fungsi tip speed ratio (TSR) pada masing-masing variasi. Pada penelitian ini, dilakuan analisa perbandingan performa turbin angin Savonius (CoP) tanpa dan dengan silinder pengganggu, data hasil perbandingan dapat dilihat pada gambar 4.6.



Gambar 4. 6 Grafik Coefficient of Power (CoP) Turbin Angin Savonius fungsi Tip Speed Ratio (TSR) Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan *Reynolds* $8,6 \times 10^4$

Gambar 4.6 merupakan grafik *Coefficient of Power* (CoP) turbin angin Savonius tanpa dan dengan silinder pengganggu pada bilangan *Reynolds* $8,6 \times 10^4$. Posisi pengganggu yang digunakan adalah jarak $S/D = 2,6$. Variasi nilai TSR didapatkan dengan memvariasikan massa pemberat yang diberikan hingga didapatkan variasi TSR mulai dari 0 hingga 0,864 sesuai data pada grafik. Dapat dilihat bahwa grafik yang dihasilkan pada gambar 4.6 mempunyai trendline nilai CoP berbentuk parabolik yang naik hingga nilai maksimum pada TSR tertentu kemudian turun setelah melewati titik maksimum. Pada turbin angin tanpa diberi pengganggu didapatkan nilai CoP maksimum yaitu sebesar 0,0445 pada $TSR = 0,599$. Pemberian silinder pengganggu di depan *returning blade* turbin angin pada posisi

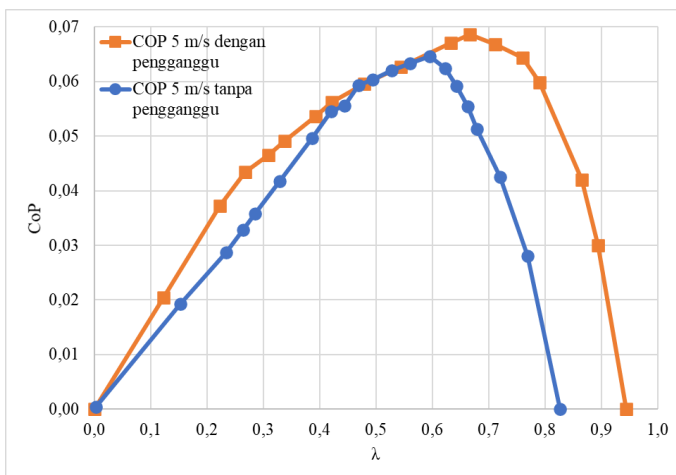
S/D= 2,6 didapatkan nilai CoP maksimum sebesar 0,0466 pada TSR= 0,566. Peningkatan yang terjadi sebesar 0,0021 dari CoP turbin tanpa diberi silinder pengganggu.

Berdasarkan data tersebut, turbin angin dengan pemberian silinder pengganggu pada posisi S/D = 2,6 memiliki nilai CoP lebih tinggi dibandingkan tanpa menggunakan silinder pengganggu pada bilangan *Reynolds* $8,6 \times 10^4$. Oleh karena itu dapat dikatakan bahwa peletakkan silinder pengganggu pada posisi S/D = 2,6 efektif mengurangi tekanan di depan *returning blade*. Tekanan didepan *returning blade* akan menurun sedangkan tekanan dibelakang *returning blade* akan meningkat, maka selisih tekanan di depan dan di belakang *returning blade* turbin akan menurun dan menyebabkan pressure drag menurun, gaya drag menurun dan selisih gaya drag antara kedua sudu turbin meningkat. Selain itu, pemberian silinder pengganggu pada posisi tersebut dapat mengganggu boundary layer pada *returning blade* turbin dan mempercepat transisi aliran dari laminar menuju turbulen sehingga momentum aliran untuk melawan gaya gesek dan adverse pressure gradient lebih besar dan menyebabkan titik separasi mundur dan wake mengecil. Akibatnya gaya drag pada *returning blade* menurun dan selisih gaya drag antara kedua sudu akan meningkat. Hal ini akan memperbesar nilai torsi dan meningkatkan *Coefficient of Power* (CoP) turbin angin. Selain itu pemberian silinder pengganggu pada posisi tersebut juga dapat mengarahkan aliran ke sisi advancing blade sehingga menyebabkan gaya drag pada sisi advancing lebih meningkat dan selisih gaya drag

antara kedua sudu akan meningkat pula. Sehingga dengan menggunakan silinder pengganggu pada posisi $S/D = 2,6$ didepan *returning blade* turbin angin Savonius pada bilangan *Reynolds* $8,6 \times 10^4$ dapat memberikan peningkatan CoP sebesar 4,72%. Kenaikan peforma tidak terlalu signifikan, dikarenakan posisi silinder pengganggu sudah terlalu jauh dari turbin angin sehingga seperti dua silinder yang tidak saling berhubungan.

4.3.3 *Coefficient of Power (CoP) Turbin Angin Savonius Sebagai Fungsi Tip Speed Ratio (TSR) Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan Reynolds $9,6 \times 10^4$*

Eksperimen dilakukan dengan pengganggu berukuran $d/D = 0,5$ pada posisi $y/D = 0,5$ dengan jarak $S/D = 2,6$ dan pada bilangan *Reynolds* $9,6 \times 10^4$. Dari eksperimen tersebut, didapatkan data berupa nilai *Coefficient of Power (CoP)* sebagai fungsi tip speed ratio (TSR) pada masing-masing variasi. Pada penelitian ini, dilakuan analisa perbandingan performa turbin angin Savonius (CoP) tanpa dan dengan silinder pengganggu, data hasil perbandingan dapat dilihat pada gambar 4.7.



Gambar 4. 7 Grafik Coefficient of Power (CoP) Turbin Angin Savonius fungsi Tip Speed Ratio (TSR) Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan $Reynolds$ $9,6 \times 10^4$

Gambar 4.7 merupakan grafik *Coefficient of Power* (CoP) turbin angin Savonius tanpa dan dengan silinder pengganggu pada bilangan $Reynolds$ $9,6 \times 10^4$. Posisi pengganggu yang digunakan adalah jarak $S/D = 2,6$. Variasi nilai TSR didapatkan dengan memvariasikan massa pemberat yang diberikan hingga didapatkan variasi TSR mulai dari 0 hingga 0,941 sesuai data pada grafik. Dapat dilihat bahwa grafik yang dihasilkan pada gambar 4.7 mempunyai trendline nilai CoP berbentuk parabolik yang naik hingga nilai maksimum pada TSR tertentu kemudian turun setelah melewati titik maksimum. Pada turbin angin tanpa diberi pengganggu didapatkan nilai CoP maksimum yaitu sebesar 0,0646 pada $TSR = 0,595$. Pemberian silinder pengganggu di depan *returning blade* turbin angin pada posisi $S/D = 2,6$ didapatkan nilai CoP maksimum sebesar

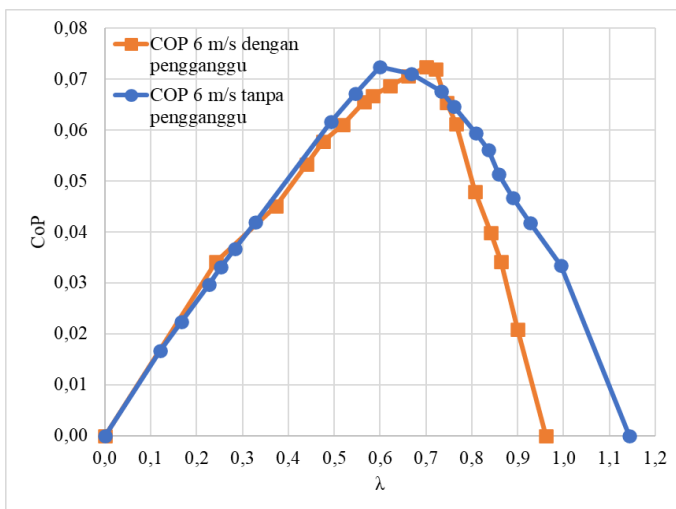
0,0686 pada $TSR = 0,666$. Peningkatan yang terjadi sebesar 0,004 dari CoP turbin tanpa diberi silinder pengganggu.

Berdasarkan data tersebut, turbin angin dengan pemberian silinder pengganggu pada posisi $S/D = 2,6$ memiliki nilai CoP lebih tinggi dibandingkan tanpa menggunakan silinder pengganggu pada bilangan *Reynolds* $9,6 \times 10^4$. Oleh karena itu dapat dikatakan bahwa peletakkan silinder pengganggu pada posisi $S/D = 2,6$ efektif mengurangi tekanan di depan *returning blade*. Tekanan di depan *returning blade* akan menurun sedangkan tekanan dibelakang *returning blade* akan meningkat, maka selisih tekanan di depan dan di belakang *returning blade* turbin akan menurun dan menyebabkan *pressure drag* menurun, gaya drag menurun dan selisih gaya drag antara kedua sudu turbin meningkat. Selain itu, pemberian silinder pengganggu pada posisi tersebut dapat mengganggu *boundary layer* pada *returning blade* turbin dan mempercepat transisi aliran dari laminar menuju turbulen sehingga momentum aliran untuk melawan gaya gesek dan adverse *pressure gradient* lebih besar dan menyebabkan titik separasi mundur dan wake mengecil. Akibatnya gaya drag pada *returning blade* menurun dan selisih gaya drag antara kedua sudu akan meningkat. Hal ini akan memperbesar nilai torsi dan meningkatkan *Coefficient of Power* (CoP) turbin angin. Selain itu pemberian silinder pengganggu pada posisi tersebut juga dapat mengarahkan aliran ke sisi *advancing blade* sehingga menyebabkan gaya drag pada sisi *advancing* lebih meningkat dan selisih gaya drag

antara kedua sudu akan meningkat pula. Sehingga dengan menggunakan silinder pengganggu pada posisi $S/D = 2,6$ di depan *returning blade* turbin angin Savonius pada bilangan *Reynolds* $9,6 \times 10^4$ dapat memberikan peningkatan CoP sebesar 6,19%. Kenaikan performa yang terjadi cukup signifikan, dikarenakan sudah mencapai kecepatan optimumnya sesuai dengan rumusan masalah bahwa pada kecepatan angin optimum akan mendapatkan nilai *Coefficient of Power* maksimum, setelah melewati titik optimumnya maka nilai meningkatkan nilai torsi, daya, dan *Coefficient of Power* (CoP), akan kembali menurun, hal ini terjadi karena adanya rugi yang terjadi pada turbin salah satunya akibat rugi bearing..

4.3.4 *Coefficient of Power* (CoP) Turbin Angin Savonius Sebagai Fungsi Tip Speed Ratio (TSR) Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan *Reynolds* $11,7 \times 10^4$

Eksperimen dilakukan dengan pengganggu berukuran $d/D = 0,5$ pada posisi $y/D = 0,5$ dengan jarak $S/D = 2,6$ dan pada bilangan *Reynolds* $11,7 \times 10^4$. Dari eksperimen tersebut, didapatkan data berupa nilai *Coefficient of Power* (CoP) sebagai fungsi tip speed ratio (TSR) pada masing-masing variasi. Pada penelitian ini, dilakukan analisa perbandingan performa turbin angin Savonius (CoP) tanpa dan dengan silinder pengganggu, data hasil perbandingan dapat dilihat pada gambar 4.8.



Gambar 4. 8 Grafik Coefficient of Power (CoP) Turbin Angin Savonius fungsi Tip Speed Ratio (TSR) Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan *Reynolds* $11,7 \times 10^4$

Gambar 4.8 merupakan grafik *Coefficient of Power* (CoP) turbin angin Savonius tanpa dan dengan silinder pengganggu pada bilangan *Reynolds* $11,7 \times 10^4$. Posisi pengganggu yang digunakan adalah jarak $S/D = 2,6$. Variasi nilai TSR didapatkan dengan memvariasikan massa pemberat yang diberikan hingga didapatkan variasi TSR mulai dari 0 hingga 0,962 sesuai data pada grafik. Dapat dilihat bahwa grafik yang dihasilkan pada gambar 4.8 mempunyai trendline nilai CoP berbentuk parabolik yang naik hingga nilai maksimum pada TSR tertentu kemudian turun setelah melewati titik maksimum. Pada turbin angin tanpa diberi pengganggu didapatkan nilai CoP maksimum yaitu sebesar 0,0724 pada $TSR = 0,599$. Pemberian silinder pengganggu di depan *returning blade* turbin angin pada posisi

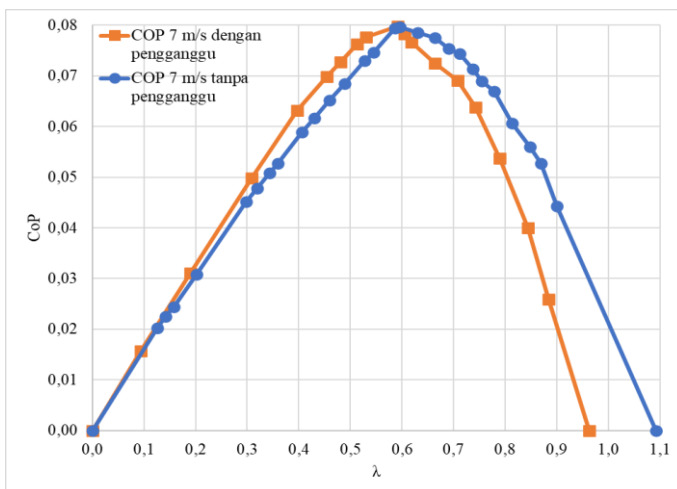
S/D= 2,6 didapatkan nilai CoP maksimum sebesar 0,0726 pada TSR= 0,701. Peningkatan yang terjadi sebesar 0,0002 dari CoP turbin tanpa diberi silinder pengganggu.

Berdasarkan data tersebut, turbin angin dengan pemberian silinder pengganggu pada posisi S/D = 2,6 memiliki nilai CoP lebih tinggi dibandingkan tanpa menggunakan silinder pengganggu pada bilangan *Reynolds* $11,7 \times 10^4$. Oleh karena itu dapat dikatakan bahwa peletakkan silinder pengganggu pada posisi S/D = 2,6 efektif mengurangi tekanan di depan *returning blade*. Tekanan didepan *returning blade* akan menurun sedangkan tekanan dibelakang *returning blade* akan meningkat, maka selisih tekanan di depan dan di belakang *returning blade* turbin akan menurun dan menyebabkan pressure drag menurun, gaya drag menurun dan selisih gaya drag antara kedua sudu turbin meningkat. Selain itu, pemberian silinder pengganggu pada posisi tersebut dapat mengganggu boundary layer pada *returning blade* turbin dan mempercepat transisi aliran dari laminar menuju turbulen sehingga momentum aliran untuk melawan gaya gesek dan adverse pressure gradient lebih besar dan menyebabkan titik separasi mundur dan wake mengecil. Akibatnya gaya drag pada *returning blade* menurun dan selisih gaya drag antara kedua sudu akan meningkat. Hal ini akan memperbesar nilai torsi dan meningkatkan *Coefficient of Power* (CoP) turbin angin. Selain itu pemberian silinder pengganggu pada posisi tersebut juga dapat mengarahkan aliran ke sisi advancing blade sehingga menyebabkan gaya drag pada sisi advancing lebih meningkat dan selisih gaya drag

antara kedua sudu akan meningkat pula. Sehingga dengan menggunakan silinder pengganggu pada posisi $S/D = 2,6$ didepan *returning blade* turbin angin Savonius pada bilangan *Reynolds* $11,7 \times 10^4$ dapat memberikan peningkatan CoP sebesar 0,28%. Kenaikan peforma tidak terlalu signifikan, dikarenakan posisi silinder pengganggu sudah terlalu jauh dari turbin angin sehingga seperti dua silinder yang tidak saling berhubungan, selain itu turbin Savonius telah melewati titik optimumnya, maka nilai *Coefficient of Power* (CoP) akan menurun, hal ini terjadi karena adanya rugi yang terjadi pada turbin salah satunya akibat rugi bearing..

4.3.5 *Coefficient of Power* (CoP) Turbin Angin Savonius Sebagai Fungsi Tip Speed Ratio (TSR) Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan *Reynolds* $13,6 \times 10^4$

Eksperimen dilakukan dengan pengganggu berukuran $d/D = 0,5$ pada posisi $y/D = 0,5$ dengan jarak $S/D = 2,6$ dan pada bilangan *Reynolds* $13,6 \times 10^4$. Dari eksperimen tersebut, didapatkan data berupa nilai *Coefficient of Power* (CoP) sebagai fungsi tip speed ratio (TSR) pada masing-masing variasi. Pada penelitian ini, dilakukan analisa perbandingan performa turbin angin Savonius (CoP) tanpa dan dengan silinder pengganggu, data hasil perbandingan dapat dilihat pada gambar 4.9.



Gambar 4. 9 Grafik Coefficient of Power (CoP) Turbin Angin Savonius fungsi Tip Speed Ratio (TSR) Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan *Reynolds* $13,6 \times 10^4$

Gambar 4.9 merupakan grafik *Coefficient of Power* (CoP) turbin angin Savonius tanpa dan dengan silinder pengganggu pada bilangan *Reynolds* $13,6 \times 10^4$. Posisi pengganggu yang digunakan adalah jarak $S/D = 2,6$. Variasi nilai TSR didapatkan dengan memvariasikan massa pemberat yang diberikan hingga didapatkan variasi TSR mulai dari 0 hingga 0,963 sesuai data pada grafik. Dapat dilihat bahwa grafik yang dihasilkan pada gambar 4.9 mempunyai trendline nilai CoP berbentuk parabolik yang naik hingga nilai maksimum pada TSR tertentu kemudian turun setelah melewati titik maksimum. Pada turbin angin tanpa diberi pengganggu didapatkan nilai CoP maksimum yaitu sebesar 0,0797 pada $TSR = 0,596$. Pemberian silinder pengganggu di depan *returning blade* turbin angin pada posisi

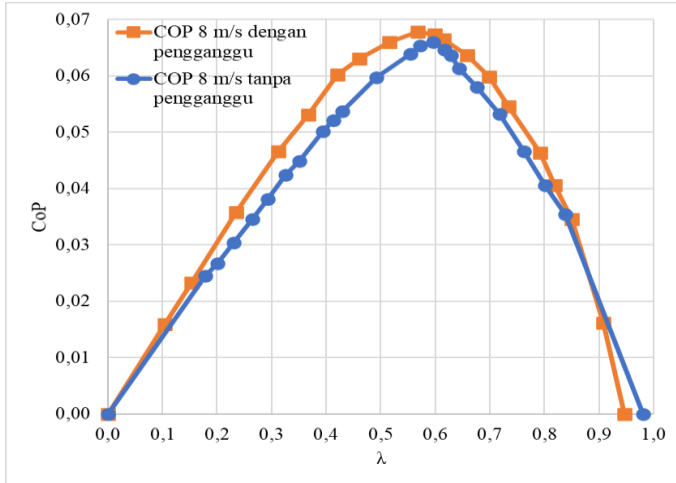
$S/D = 2,6$ didapatkan nilai CoP maksimum sebesar 0,0797 pada $TSR = 0,591$. Tidak terjadi peningkatan dari CoP turbin tanpa diberi silinder pengganggu.

Berdasarkan data tersebut, turbin angin dengan pemberian silinder pengganggu pada posisi $S/D = 2,6$ memiliki nilai CoP yang sama dibandingkan tanpa menggunakan silinder pengganggu pada bilangan *Reynolds* $13,6 \times 10^4$. Oleh karena itu dapat dikatakan bahwa peletakkan silinder pengganggu pada posisi $S/D = 2,6$ pada bilangan *Reynolds* $13,6 \times 10^4$ tidak efektif mengurangi tekanan di depan *returning blade*, tidak terjadi kenaikan performa dikarenakan posisi silinder pengganggu sudah terlalu jauh dari turbin angin sehingga seperti dua silinder yang tidak saling berhubungan, sehingga tekanan dibelakang *returning blade* turbin tidak mengalami penurunan sedangkan tekanan didepan *returning blade* juga tidak mengalami kenaikan diasumsikan sama dengan tanpa diberi pengganggu maka, menyebabkan pressure drag meningkat, sehingga gaya drag meningkat dan selisih gaya drag antara kedua sudu turbin menurun. Selain itu, pemberian silinder pengganggu pada posisi tersebut tidak dapat mengganggu boundary layer pada *returning blade* turbin dan tidak dapat mempercepat transisi aliran dari laminar menuju turbulen sehingga momentum aliran untuk melawan gaya gesek dan adverse pressure gradient lebih kecil dan menyebabkan titik separasi mundur dan wake tidak dapat mengecil. Akibatnya gaya drag pada *returning blade* menurun dan selisih gaya drag antara kedua sudu akan menurun. Hal ini akan memperkecil nilai torsi dan menurunkan

Coefficient of Power (CoP) turbin angin. Sehingga dengan menggunakan silinder pengganggu pada posisi $S/D = 2,6$ didepan *returning blade* turbin angin Savonius pada bilangan *Reynolds* $11,7 \times 10^4$ tidak dapat memberikan peningkatan CoP.

4.3.6 *Coefficient of Power* (CoP) Turbin Angin Savonius Sebagai Fungsi Tip Speed Ratio (TSR) Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan *Reynolds* $15,5 \times 10^4$

Eksperimen dilakukan dengan pengganggu berukuran $d/D = 0,5$ pada posisi $y/D = 0,5$ dengan jarak $S/D = 2,6$ dan pada bilangan *Reynolds* $15,5 \times 10^4$. Dari eksperimen tersebut, didapatkan data berupa nilai *Coefficient of Power* (CoP) sebagai fungsi tip speed ratio (TSR) pada masing-masing variasi. Pada penelitian ini, dilakukan analisa perbandingan performa turbin angin Savonius (CoP) tanpa dan dengan silinder pengganggu, data hasil perbandingan dapat dilihat pada gambar 4.10.



Gambar 4. 10 Grafik Coefficient of Power (CoP) Turbin Angin Savonius fungsi Tip Speed Ratio (TSR) Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan *Reynolds* $15,5 \times 10^4$

Gambar 4.10 merupakan grafik *Coefficient of Power* (CoP) turbin angin Savonius tanpa dan dengan silinder pengganggu pada bilangan *Reynolds* $15,5 \times 10^4$. Posisi pengganggu yang digunakan adalah jarak $S/D = 2,6$. Variasi nilai TSR didapatkan dengan memvariasikan massa pemberat yang diberikan hingga didapatkan variasi TSR mulai dari 0 hingga 0,948 sesuai data pada grafik. Dapat dilihat bahwa grafik yang dihasilkan pada gambar 4.10 mempunyai trendline nilai CoP berbentuk parabolik yang naik hingga nilai maksimum pada TSR tertentu kemudian turun setelah melewati titik maksimum. Pada turbin angin tanpa diberi pengganggu didapatkan nilai CoP maksimum yaitu sebesar 0,0660 pada $TSR = 0,596$. Pemberian silinder pengganggu di depan *returning blade* turbin angin pada posisi

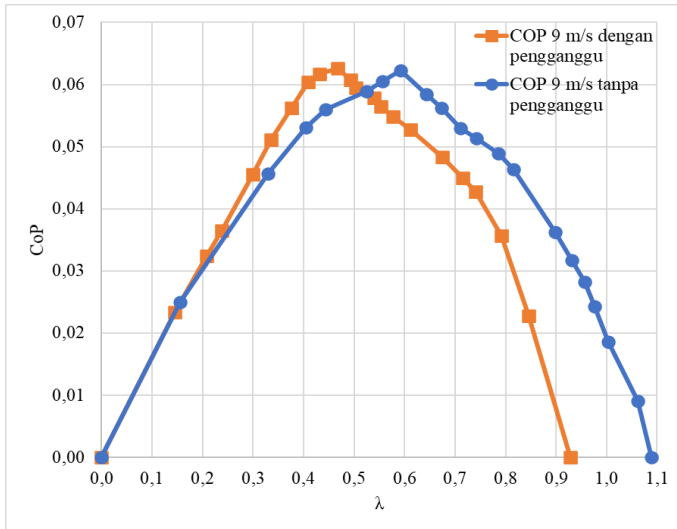
$S/D = 2,6$ didapatkan nilai CoP maksimum sebesar $0,0675$ pada $TSR = 0,566$. Peningkatan yang terjadi sebesar $0,0015$ dari CoP turbin tanpa diberi silinder pengganggu.

Berdasarkan data tersebut, turbin angin dengan pemberian silinder pengganggu pada posisi $S/D = 2,6$ memiliki nilai CoP lebih tinggi dibandingkan tanpa menggunakan silinder pengganggu pada bilangan *Reynolds* $15,5 \times 10^4$. Oleh karena itu dapat dikatakan bahwa peletakkan silinder pengganggu pada posisi $S/D = 2,6$ efektif mengurangi tekanan di depan *returning blade*. Tekanan di depan *returning blade* akan menurun sedangkan tekanan di belakang *returning blade* akan meningkat, maka selisih tekanan di depan dan di belakang *returning blade* turbin akan menurun dan menyebabkan *pressure drag* menurun, gaya drag menurun dan selisih gaya drag antara kedua sudu turbin meningkat. Selain itu, pemberian silinder pengganggu pada posisi tersebut dapat mengganggu *boundary layer* pada *returning blade* turbin dan mempercepat transisi aliran dari laminar menuju turbulen sehingga momentum aliran untuk melawan gaya gesek dan *adverse pressure gradient* lebih besar dan menyebabkan titik separasi mundur dan *wake* mengecil. Akibatnya gaya drag pada *returning blade* menurun dan selisih gaya drag antara kedua sudu akan meningkat. Hal ini akan memperbesar nilai torsi dan meningkatkan *Coefficient of Power* (CoP) turbin angin. Selain itu pemberian silinder pengganggu pada posisi tersebut juga dapat mengarahkan aliran ke sisi *advancing blade* sehingga menyebabkan gaya drag pada sisi *advancing* lebih meningkat dan selisih gaya drag

antara kedua sudu akan meningkat pula. Sehingga dengan menggunakan silinder pengganggu pada posisi $S/D = 2,6$ didepan *returning blade* turbin angin Savonius pada bilangan *Reynolds* $15,5 \times 10^4$ dapat memberikan peningkatan CoP sebesar 2,27%. Kenaikan peforma tidak terlalu signifikan, dikarenakan posisi silinder pengganggu sudah terlalu jauh dari turbin angin sehingga seperti dua silinder yang tidak saling berhubungan, selain itu turbin Savonius telah melewati titik optimumnya, maka nilai *Coefficient of Power* (CoP) akan menurun, hal ini terjadi karena adanya rugi yang terjadi pada turbin salah satunya akibat rugi bearing..

4.3.7 *Coefficient of Power* (CoP) Turbin Angin Savonius Sebagai Fungsi Tip Speed Ratio (TSR) Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan *Reynolds* $17,5 \times 10^4$

Eksperimen dilakukan dengan pengganggu berukuran $d/D = 0,5$ pada posisi $y/D = 0,5$ dengan jarak $S/D = 2,6$ dan pada bilangan *Reynolds* $17,5 \times 10^4$. Dari eksperimen tersebut, didapatkan data berupa nilai *Coefficient of Power* (CoP) sebagai fungsi tip speed ratio (TSR) pada masing-masing variasi. Pada penelitian ini, dilakukan analisa perbandingan performa turbin angin Savonius (CoP) tanpa dan dengan silinder pengganggu, data hasil perbandingan dapat dilihat pada gambar 4.11.



Gambar 4. 11 Grafik Coefficient of Power (CoP) Turbin Angin Savonius fungsi Tip Speed Ratio (TSR) Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan *Reynolds* $17,5 \times 10^4$

Gambar 4.11 merupakan grafik *Coefficient of Power* (CoP) turbin angin Savonius tanpa dan dengan silinder pengganggu pada bilangan *Reynolds* $17,5 \times 10^4$. Posisi pengganggu yang digunakan adalah jarak $S/D = 2,6$. Variasi nilai TSR didapatkan dengan memvariasikan massa pemberat yang diberikan hingga didapatkan variasi TSR mulai dari 0 hingga 0,929 sesuai data pada grafik. Dapat dilihat bahwa grafik yang dihasilkan pada gambar 4.11 mempunyai trendline nilai CoP berbentuk parabolik yang naik hingga nilai maksimum pada TSR tertentu kemudian turun setelah melewati titik maksimum. Pada turbin angin tanpa diberi pengganggu didapatkan nilai CoP maksimum yaitu sebesar 0,0623 pada $TSR = 0,592$. Pemberian silinder pengganggu di

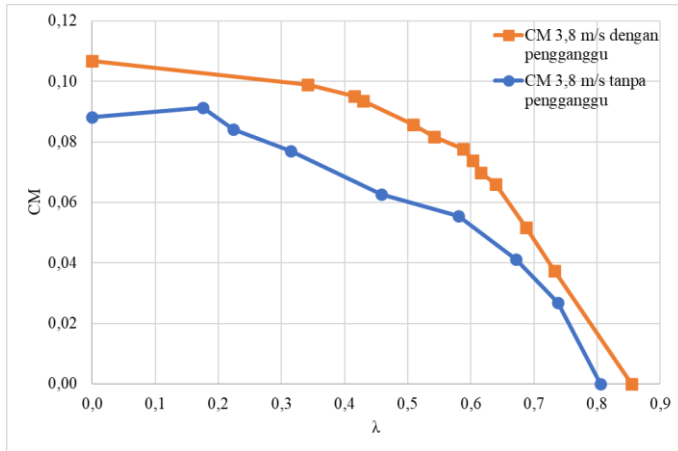
depan *returning blade* turbin angin pada posisi $S/D = 2,6$ didapatkan nilai CoP maksimum sebesar 0,0625 pada $TSR = 0,467$. Peningkatan yang terjadi sebesar 0,0002 dari CoP turbin tanpa diberi silinder pengganggu.

Berdasarkan data tersebut, turbin angin dengan pemberian silinder pengganggu pada posisi $S/D = 2,6$ memiliki nilai CoP lebih tinggi dibandingkan tanpa menggunakan silinder pengganggu pada bilangan *Reynolds* $17,5 \times 10^4$. Oleh karena itu dapat dikatakan bahwa peletakkan silinder pengganggu pada posisi $S/D = 2,6$ efektif mengurangi tekanan di depan *returning blade*. Tekanan di depan *returning blade* akan menurun sedangkan tekanan dibelakang *returning blade* akan meningkat, maka selisih tekanan di depan dan di belakang *returning blade* turbin akan menurun dan menyebabkan *pressure drag* menurun, gaya drag menurun dan selisih gaya drag antara kedua sudu turbin meningkat. Selain itu, pemberian silinder pengganggu pada posisi tersebut dapat mengganggu *boundary layer* pada *returning blade* turbin dan mempercepat transisi aliran dari laminar menuju turbulen sehingga momentum aliran untuk melawan gaya gesek dan *adverse pressure gradient* lebih besar dan menyebabkan titik separasi mundur dan *wake* mengecil. Akibatnya gaya drag pada *returning blade* menurun dan selisih gaya drag antara kedua sudu akan meningkat. Hal ini akan memperbesar nilai torsi dan meningkatkan *Coefficient of Power* (CoP) turbin angin. Selain itu pemberian silinder pengganggu pada posisi tersebut juga dapat mengarahkan aliran ke sisi *advancing blade* sehingga menyebabkan gaya drag pada sisi

advancing lebih meningkat dan selisih gaya drag antara kedua sudu akan meningkat pula. Sehingga dengan menggunakan silinder pengganggu pada posisi $S/D = 2,6$ didepan *returning blade* turbin angin Savonius pada bilangan *Reynolds* $17,5 \times 10^4$ dapat memberikan peningkatan CoP sebesar 0,32%. Kenaikan performa tidak terlalu signifikan, dikarenakan posisi silinder pengganggu sudah terlalu jauh dari turbin angin sehingga seperti dua silinder yang tidak saling berhubungan, selain itu turbin Savonius telah melewati titik optimumnya, maka nilai *Coefficient of Power* (CoP) akan menurun, hal ini terjadi karena adanya rugi yang terjadi pada turbin salah satunya akibat rugi bearing..

4.3.8 *Coefficient of Moment* (Cm) Turbin Angin Savonius Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu Fungsi *Tip Speed Ratio* (TSR) Pada Bilangan *Reynolds* $7,4 \times 10^4$

Eksperimen dilakukan dengan pengganggu berukuran $d/D = 0,5$ pada posisi $y/D = 0,5$ dengan jarak $S/D = 2,6$ dan pada bilangan *Reynolds* $7,4 \times 10^4$. Dari eksperimen tersebut, didapatkan data berupa nilai *coefficient of moment* (Cm) sebagai fungsi *tip speed ratio* (TSR) pada masing-masing variasi. Pada penelitian ini, dilakukan analisa perbandingan performa turbin angin Savonius (Cm) tanpa dan dengan silinder pengganggu, data hasil perbandingan dapat dilihat pada gambar 4.12.



Gambar 4. 12 Grafik Coefficient of Moment (C_m) Turbin Angin Savonius fungsi Tip Speed Ratio (TSR) Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan *Reynolds* $7,4 \times 10^4$

Gambar 4.12 merupakan grafik Coefficient of Moment (C_m) turbin angin Savonius tanpa dan dengan silinder pengganggu pada bilangan *Reynolds* $7,4 \times 10^4$. Posisi pengganggu yang digunakan adalah jarak $S/D=2,6$. Variasi nilai TSR didapatkan dengan memvariasikan massa pemberat yang diberikan hingga didapatkan variasi TSR mulai dari 0 hingga 0,855 sesuai data pada grafik. Dapat dilihat bahwa grafik yang dihasilkan pada gambar 4.12 mempunyai trendline nilai C_m yang naik hingga nilai maksimum C_m pada TSR tertentu kemudian turun setelah melewati titik maksimum seiring bertambahnya TSR. Pada turbin angin tanpa diberi pengganggu didapatkan nilai C_m maksimum yaitu sebesar 0,0913 pada $TSR=0,175$. Sedangkan, pemberian silinder pengganggu di depan *returning blade* turbin

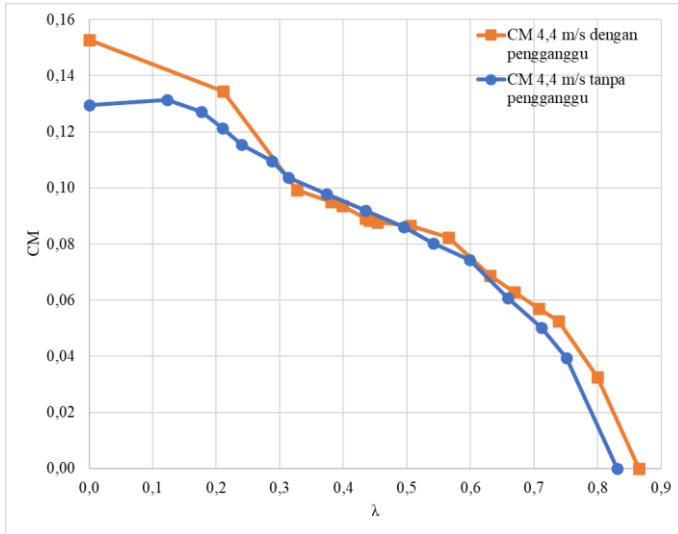
angin pada posisi $S/D = 2,6$ dengan nilai C_m maksimum sebesar 0,1068 pada $TSR = 0,000$. Peningkatan yang terjadi sebesar 0,0155 dari C_m turbin tanpa diberi silinder pengganggu

Berdasarkan data tersebut, turbin angin dengan pemberian silinder pengganggu pada posisi $S/D = 2,6$ memiliki nilai C_m lebih tinggi dibandingkan tanpa menggunakan silinder pengganggu pada bilangan *Reynolds* $7,4 \times 10^4$. Nilai C_m merupakan perbandingan antara torsi aktual dari angin dibandingkan dengan torsi dinamis dari turbin. Oleh karena itu dapat dikatakan bahwa peletakkan silinder pengganggu pada posisi $S/D = 2,6$ efektif mengurangi tekanan di depan *returning blade*, Tekanan di depan *returning blade* akan menurun sedangkan tekanan di belakang *returning blade* akan meningkat, maka selisih tekanan di depan dan di belakang *returning blade* turbin akan menurun dan menyebabkan pressure drag menurun, gaya drag menurun dan selisih gaya drag antara kedua sudu turbin meningkat. Selain itu, pemberian silinder pengganggu pada posisi tersebut dapat mengganggu boundary layer pada *returning blade* turbin dan mempercepat transisi aliran dari laminar menuju turbulen sehingga momentum aliran untuk melawan gaya gesek dan adverse pressure gradient lebih besar dan menyebabkan titik separasi mundur dan wake mengecil. Akibatnya gaya drag pada *returning blade* menurun dan selisih gaya drag antara kedua sudu akan meningkat. Hal ini akan memperbesar nilai torsi dinamis turbin angin. Selain itu pemberian silinder pengganggu pada posisi tersebut juga dapat mengarahkan aliran ke sisi advancing blade

sehingga menyebabkan gaya drag pada sisi advancing lebih meningkat dan selisih gaya drag antara kedua sudu akan meningkat pula. Sehingga dengan menggunakan silinder pengganggu pada posisi $S/D = 2,6$ didepan *returning blade* turbin angin Savonius pada bilangan *Reynolds* $7,4 \times 10^4$ dapat memberikan peningkatan C_m sebesar 16,98%. Kenaikan performa yang terjadi cukup signifikan, hal ini membuktikan turbin angin Savonius mampu berputar berotasi pada kecepatan angin rendah dan memiliki self-starting yang baik dan torsi yang tinggi.

4.3.9 Coefficient of Moment (C_m) Turbin Angin Savonius Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu Fungsi Tip Speed Ratio (TSR) Pada Bilangan *Reynolds* $8,6 \times 10^4$

Eksperimen dilakukan dengan pengganggu berukuran $d/D = 0,5$ pada posisi $y/D = 0,5$ dengan jarak $S/D = 2,6$ dan pada bilangan *Reynolds* $8,6 \times 10^4$. Dari eksperimen tersebut, didapatkan data berupa nilai coefficient of moment (C_m) sebagai fungsi tip speed ratio (TSR) pada masing-masing variasi. Pada penelitian ini, dilakukan analisa perbandingan performa turbin angin Savonius (C_m) tanpa dan dengan silinder pengganggu, data hasil perbandingan dapat dilihat pada gambar 4.13.



Gambar 4. 13 Grafik Coefficient of Moment (Cm) Turbin Angin Savonius fungsi Tip Speed Ratio (TSR) Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan *Reynolds* $8,6 \times 10^4$

Gambar 4.13 merupakan grafik Coefficient of Moment (Cm) turbin angin Savonius tanpa dan dengan silinder pengganggu pada bilangan *Reynolds* $8,6 \times 10^4$. Posisi pengganggu yang digunakan adalah jarak $S/D=2,6$. Variasi nilai TSR didapatkan dengan memvariasikan massa pemberat yang diberikan hingga didapatkan variasi TSR mulai dari 0 hingga 0,864 sesuai data pada grafik. Dapat dilihat bahwa grafik yang dihasilkan pada gambar 4.13 mempunyai trendline nilai Cm yang naik hingga nilai maksimum Cm pada TSR tertentu kemudian turun setelah melewati titik maksimum seiring bertambahnya TSR. Pada turbin angin tanpa diberi pengganggu didapatkan nilai Cm maksimum yaitu sebesar 0,1313 pada TSR=

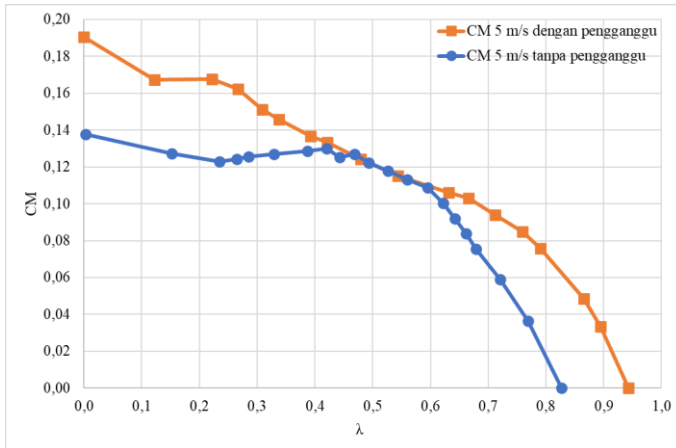
0,123. Sedangkan, pemberian silinder pengganggu di depan *returning blade* turbin angin pada posisi $S/D = 2,6$ dengan nilai C_m maksimum sebesar 0,1528 pada $TSR = 0,000$. Peningkatan yang terjadi sebesar 0,0215 dari C_m turbin tanpa diberi silinder pengganggu

Berdasarkan data tersebut, turbin angin dengan pemberian silinder pengganggu pada posisi $S/D = 2,6$ memiliki nilai C_m lebih tinggi dibandingkan tanpa menggunakan silinder pengganggu pada bilangan *Reynolds* $8,6 \times 10^4$. Nilai C_m merupakan perbandingan antara torsi aktual dari angin dibandingkan dengan torsi dinamis dari turbin. Oleh karena itu dapat dikatakan bahwa peletakkan silinder pengganggu pada posisi $S/D = 2,6$ efektif mengurangi tekanan di depan *returning blade*, Tekanan di depan *returning blade* akan menurun sedangkan tekanan dibelakang *returning blade* akan meningkat, maka selisih tekanan di depan dan di belakang *returning blade* turbin akan menurun dan menyebabkan *pressure drag* menurun, gaya *drag* menurun dan selisih gaya *drag* antara kedua sudu turbin meningkat. Selain itu, pemberian silinder pengganggu pada posisi tersebut dapat mengganggu *boundary layer* pada *returning blade* turbin dan mempercepat transisi aliran dari laminar menuju turbulen sehingga momentum aliran untuk melawan gaya gesek dan adverse *pressure gradient* lebih besar dan menyebabkan titik separasi mundur dan *wake* mengecil. Akibatnya gaya *drag* pada *returning blade* menurun dan selisih gaya *drag* antara kedua sudu akan meningkat. Hal ini akan memperbesar nilai torsi dinamis turbin angin. Selain itu pemberian

silinder pengganggu pada posisi tersebut juga dapat mengarahkan aliran ke sisi advancing blade sehingga menyebabkan gaya drag pada sisi advancing lebih meningkat dan selisih gaya drag antara kedua sudu akan meningkat pula. Sehingga dengan menggunakan silinder pengganggu pada posisi $S/D = 2,6$ di depan *returning blade* turbin angin Savonius pada bilangan *Reynolds* $8,6 \times 10^4$ dapat memberikan peningkatan C_m sebesar 16,37%. Kenaikan performa yang terjadi cukup signifikan, hal ini membuktikan turbin angin Savonius mampu berputar berotasi pada kecepatan angin rendah dan memiliki self-starting yang baik dan torsi yang tinggi.

4.3.10 Coefficient of Moment (C_m) Turbin Angin Savonius Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu Fungsi Tip Speed Ratio (TSR) Pada Bilangan *Reynolds* $9,6 \times 10^4$

Eksperimen dilakukan dengan pengganggu berukuran $d/D = 0,5$ pada posisi $y/D = 0,5$ dengan jarak $S/D = 2,6$ dan pada bilangan *Reynolds* $9,6 \times 10^4$. Dari eksperimen tersebut, didapatkan data berupa nilai coefficient of moment (C_m) sebagai fungsi tip speed ratio (TSR) pada masing-masing variasi. Pada penelitian ini, dilakukan analisa perbandingan performa turbin angin Savonius (C_m) tanpa dan dengan silinder pengganggu, data hasil perbandingan dapat dilihat pada gambar 4.14.



Gambar 4. 14 Grafik Coefficient of Moment (C_m) Turbin Angin Savonius fungsi Tip Speed Ratio (TSR) Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan *Reynolds* $9,6 \times 10^4$

Gambar 4.14 merupakan grafik Coefficient of Moment (C_m) turbin angin Savonius tanpa dan dengan silinder pengganggu pada bilangan *Reynolds* $9,6 \times 10^4$. Posisi pengganggu yang digunakan adalah jarak $S/D=2,6$. Variasi nilai TSR didapatkan dengan memvariasikan massa pemberat yang diberikan hingga didapatkan variasi TSR mulai dari 0 hingga 0,941 sesuai data pada grafik. Dapat dilihat bahwa grafik yang dihasilkan pada gambar 4.14 mempunyai trendline nilai C_m yang naik hingga nilai maksimum C_m pada TSR tertentu kemudian turun setelah melewati titik maksimum seiring bertambahnya TSR. Pada turbin angin tanpa diberi pengganggu didapatkan nilai C_m maksimum yaitu sebesar 0,1379 pada $TSR=0,000$. Sedangkan, pemberian silinder pengganggu di depan *returning blade* turbin

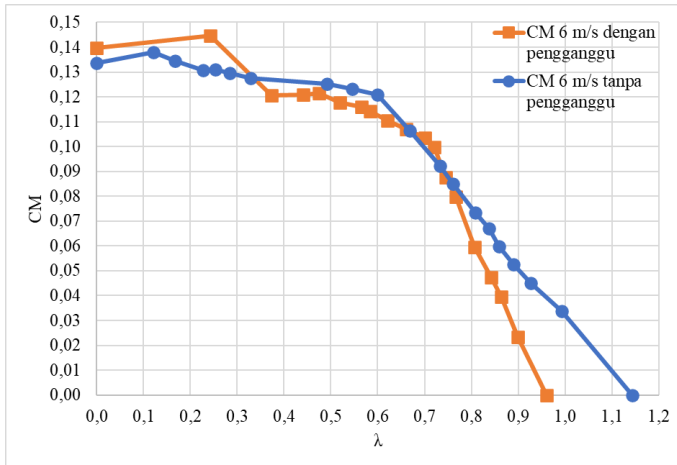
angin pada posisi $S/D = 2,6$ dengan nilai C_m maksimum sebesar 0,1905 pada $TSR = 0,000$. Peningkatan yang terjadi sebesar 0,0526 dari C_m turbin tanpa diberi silinder pengganggu

Berdasarkan data tersebut, turbin angin dengan pemberian silinder pengganggu pada posisi $S/D = 2,6$ memiliki nilai C_m lebih tinggi dibandingkan tanpa menggunakan silinder pengganggu pada bilangan *Reynolds* $9,6 \times 10^4$. Nilai C_m merupakan perbandingan antara torsi aktual dari angin dibandingkan dengan torsi dinamis dari turbin. Oleh karena itu dapat dikatakan bahwa peletakkan silinder pengganggu pada posisi $S/D = 2,6$ efektif mengurangi tekanan di depan *returning blade*, Tekanan di depan *returning blade* akan menurun sedangkan tekanan dibelakang *returning blade* akan meningkat, maka selisih tekanan di depan dan di belakang *returning blade* turbin akan menurun dan menyebabkan pressure drag menurun, gaya drag menurun dan selisih gaya drag antara kedua sudu turbin meningkat. Selain itu, pemberian silinder pengganggu pada posisi tersebut dapat mengganggu boundary layer pada *returning blade* turbin dan mempercepat transisi aliran dari laminar menuju turbulen sehingga momentum aliran untuk melawan gaya gesek dan adverse pressure gradient lebih besar dan menyebabkan titik separasi mundur dan wake mengecil. Akibatnya gaya drag pada *returning blade* menurun dan selisih gaya drag antara kedua sudu akan meningkat. Hal ini akan memperbesar nilai torsi dinamis turbin angin. Selain itu pemberian silinder pengganggu pada posisi tersebut juga dapat mengarahkan aliran ke sisi advancing blade

sehingga menyebabkan gaya drag pada sisi advancing lebih meningkat dan selisih gaya drag antara kedua sudu akan meningkat pula. Sehingga dengan menggunakan silinder pengganggu pada posisi $S/D = 2,6$ didepan *returning blade* turbin angin Savonius pada bilangan *Reynolds* $9,6 \times 10^4$ dapat memberikan peningkatan C_m sebesar 38,14%. Kenaikan performa yang terjadi cukup signifikan, dikarenakan sudah mencapai kecepatan optimumnya sesuai dengan rumusan masalah bahwa pada kecepatan angin optimum akan mendapatkan nilai *Coefficient of Moment* maksimum, setelah melewati titik optimumnya maka nilai meningkatkan nilai torsi, daya, dan *Coefficient of Moment* (C_m), akan kembali menurun, hal ini terjadi karena adanya rugi yang terjadi pada turbin salah satunya akibat rugi bearing..

4.3.11 *Coefficient of Moment* (C_m) Turbin Angin Savonius Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu Fungsi *Tip Speed Ratio* (TSR) Pada Bilangan *Reynolds* $11,7 \times 10^4$

Eksperimen dilakukan dengan pengganggu berukuran $d/D = 0,5$ pada posisi $y/D = 0,5$ dengan jarak $S/D = 2,6$ dan pada bilangan *Reynolds* $11,7 \times 10^4$. Dari eksperimen tersebut, didapatkan data berupa nilai *coefficient of moment* (C_m) sebagai fungsi *tip speed ratio* (TSR) pada masing-masing variasi. Pada penelitian ini, dilakukan analisa perbandingan performa turbin angin Savonius (C_m) tanpa dan dengan silinder pengganggu, data hasil perbandingan dapat dilihat pada gambar 4.15.



Gambar 4. 15 Grafik Coefficient of Moment (Cm) Turbin Angin Savonius fungsi Tip Speed Ratio (TSR) Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan *Reynolds* $11,7 \times 10^4$

Gambar 4.15 merupakan grafik Coefficient of Moment (Cm) turbin angin Savonius tanpa dan dengan silinder pengganggu pada bilangan *Reynolds* $11,7 \times 10^4$. Posisi pengganggu yang digunakan adalah jarak $S/D=2,6$. Variasi nilai TSR didapatkan dengan memvariasikan massa pemberat yang diberikan hingga didapatkan variasi TSR mulai dari 0 hingga 0,962 sesuai data pada grafik. Dapat dilihat bahwa grafik yang dihasilkan pada gambar 4.15 mempunyai trendline nilai Cm yang naik hingga nilai maksimum Cm pada TSR tertentu kemudian turun setelah melewati titik maksimum seiring bertambahnya TSR. Pada turbin angin tanpa diberi pengganggu didapatkan nilai Cm maksimum yaitu sebesar 0,1381 pada $TSR=0,121$. Sedangkan, pemberian silinder pengganggu di depan *returning blade* turbin

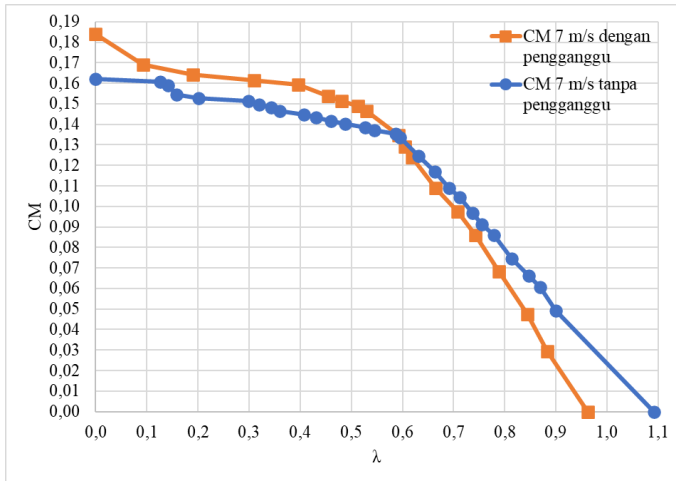
angin pada posisi $S/D = 2,6$ dengan nilai C_m maksimum sebesar 0,1447 pada $TSR = 0,243$. Peningkatan yang terjadi sebesar 0,0066 dari C_m turbin tanpa diberi silinder pengganggu

Berdasarkan data tersebut, turbin angin dengan pemberian silinder pengganggu pada posisi $S/D = 2,6$ memiliki nilai C_m lebih tinggi dibandingkan tanpa menggunakan silinder pengganggu pada bilangan *Reynolds* $11,7 \times 10^4$. Nilai C_m merupakan perbandingan antara torsi aktual dari angin dibandingkan dengan torsi dinamis dari turbin. Oleh karena itu dapat dikatakan bahwa peletakkan silinder pengganggu pada posisi $S/D = 2,6$ efektif mengurangi tekanan di depan *returning blade*, Tekanan di depan *returning blade* akan menurun sedangkan tekanan dibelakang *returning blade* akan meningkat, maka selisih tekanan di depan dan di belakang *returning blade* turbin akan menurun dan menyebabkan pressure drag menurun, gaya drag menurun dan selisih gaya drag antara kedua sudu turbin meningkat. Selain itu, pemberian silinder pengganggu pada posisi tersebut dapat mengganggu boundary layer pada *returning blade* turbin dan mempercepat transisi aliran dari laminar menuju turbulen sehingga momentum aliran untuk melawan gaya gesek dan adverse pressure gradient lebih besar dan menyebabkan titik separasi mundur dan wake mengecil. Akibatnya gaya drag pada *returning blade* menurun dan selisih gaya drag antara kedua sudu akan meningkat. Hal ini akan memperbesar nilai torsi dinamis turbin angin. Selain itu pemberian silinder pengganggu pada posisi tersebut juga dapat mengarahkan aliran ke sisi advancing blade

sehingga menyebabkan gaya drag pada sisi advancing lebih meningkat dan selisih gaya drag antara kedua sudu akan meningkat pula. Sehingga dengan menggunakan silinder pengganggu pada posisi $S/D = 2,6$ didepan *returning blade* turbin angin Savonius pada bilangan *Reynolds* $11,7 \times 10^4$ dapat memberikan peningkatan C_m sebesar 4,78%. Kenaikan performa tidak terlalu signifikan, dikarenakan posisi silinder pengganggu sudah terlalu jauh dari turbin angin sehingga seperti dua silinder yang tidak saling berhubungan, selain itu turbin Savonius telah melewati titik optimumnya sehingga nilai *Coefficient of Moment* menurun, hal ini terjadi karena adanya rugi yang terjadi pada turbin salah satunya akibat rugi bearing..

4.3.12 *Coefficient of Moment (C_m) Turbin Angin Savonius Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu Fungsi Tip Speed Ratio (TSR) Pada Bilangan Reynolds $13,6 \times 10^4$*

Eksperimen dilakukan dengan pengganggu berukuran $d/D = 0,5$ pada posisi $y/D = 0,5$ dengan jarak $S/D = 2,6$ dan pada bilangan *Reynolds* $13,6 \times 10^4$. Dari eksperimen tersebut, didapatkan data berupa nilai coefficient of moment (C_m) sebagai fungsi tip speed ratio (TSR) pada masing-masing variasi. Pada penelitian ini, dilakukan analisa perbandingan performa turbin angin Savonius (C_m) tanpa dan dengan silinder pengganggu, data hasil perbandingan dapat dilihat pada gambar 4.16.



Gambar 4. 16 Grafik Coefficient of Moment (C_m) Turbin Angin Savonius fungsi Tip Speed Ratio (TSR) Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan *Reynolds* $13,6 \times 10^4$

Gambar 4.16 merupakan grafik Coefficient of Moment (C_m) turbin angin Savonius tanpa dan dengan silinder pengganggu pada bilangan *Reynolds* $13,6 \times 10^4$. Posisi pengganggu yang digunakan adalah jarak $S/D=2,6$. Variasi nilai TSR didapatkan dengan memvariasikan massa pemberat yang diberikan hingga didapatkan variasi TSR mulai dari 0 hingga 0,963 sesuai data pada grafik. Dapat dilihat bahwa grafik yang dihasilkan pada gambar 4.16 mempunyai trendline nilai C_m yang naik hingga nilai maksimum C_m pada TSR tertentu kemudian turun setelah melewati titik maksimum seiring bertambahnya TSR. Pada turbin angin tanpa diberi pengganggu didapatkan nilai C_m maksimum yaitu sebesar 0,1622 pada $TSR=0,000$. Sedangkan, pemberian silinder

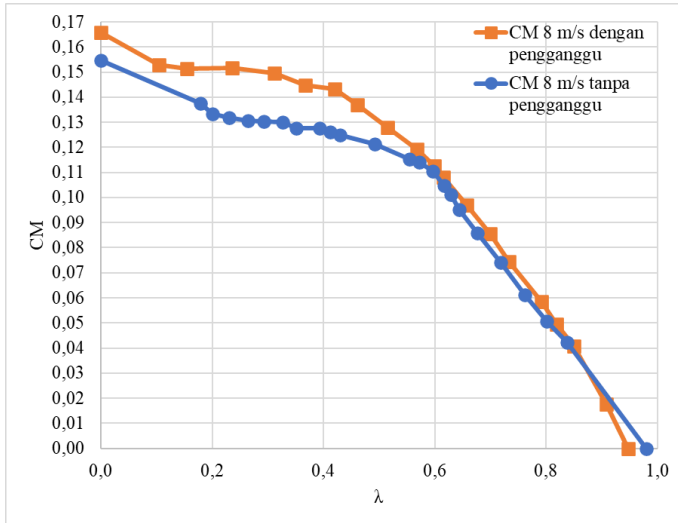
pengganggu di depan *returning blade* turbin angin pada posisi $S/D = 2,6$ dengan nilai C_m maksimum sebesar 0,1839 pada $TSR = 0,000$. Peningkatan yang terjadi sebesar 0,0217 dari C_m turbin tanpa diberi silinder pengganggu

Berdasarkan data tersebut, turbin angin dengan pemberian silinder pengganggu pada posisi $S/D = 2,6$ memiliki nilai C_m lebih tinggi dibandingkan tanpa menggunakan silinder pengganggu pada bilangan *Reynolds* $13,6 \times 10^4$. Nilai C_m merupakan perbandingan antara torsi aktual dari angin dibandingkan dengan torsi dinamis dari turbin. Oleh karena itu dapat dikatakan bahwa peletakkan silinder pengganggu pada posisi $S/D = 2,6$ efektif mengurangi tekanan di depan *returning blade*, Tekanan didepan *returning blade* akan menurun sedangkan tekanan dibelakang *returning blade* akan meningkat, maka selisih tekanan di depan dan di belakang *returning blade* turbin akan menurun dan menyebabkan *pressure drag* menurun, gaya drag menurun dan selisih gaya drag antara kedua sudu turbin meningkat. Selain itu, pemberian silinder pengganggu pada posisi tersebut dapat mengganggu *boundary layer* pada *returning blade* turbin dan mempercepat transisi aliran dari laminar menuju turbulen sehingga momentum aliran untuk melawan gaya gesek dan adverse *pressure gradient* lebih besar dan menyebabkan titik separasi mundur dan *wake* mengecil. Akibatnya gaya drag pada *returning blade* menurun dan selisih gaya drag antara kedua sudu akan meningkat. Hal ini akan memperbesar nilai torsi dinamis turbin angin. Selain itu pemberian silinder pengganggu pada posisi tersebut juga

dapat mengarahkan aliran ke sisi advancing blade sehingga menyebabkan gaya drag pada sisi advancing lebih meningkat dan selisih gaya drag antara kedua sudu akan meningkat pula. Sehingga dengan menggunakan silinder pengganggu pada posisi $S/D = 2,6$ didepan *returning blade* turbin angin Savonius pada bilangan *Reynolds* $13,6 \times 10^4$ dapat memberikan peningkatan C_m sebesar 13,38%. Kenaikan performa tidak terlalu signifikan, dikarenakan posisi silinder pengganggu sudah terlalu jauh dari turbin angin sehingga seperti dua silinder yang tidak saling berhubungan, selain itu turbin Savonius telah melewati titik optimumnya sehingga nilai *Coefficient of Moment* menurun, hal ini terjadi karena adanya rugi yang terjadi pada turbin salah satunya akibat rugi bearing..

4.3.13 *Coefficient of Moment* (C_m) Turbin Angin Savonius Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu Fungsi *Tip Speed Ratio* (TSR) Pada Bilangan *Reynolds* $15,5 \times 10^4$

Eksperimen dilakukan dengan pengganggu berukuran $d/D = 0,5$ pada posisi $y/D = 0,5$ dengan jarak $S/D = 2,6$ dan pada bilangan *Reynolds* $15,5 \times 10^4$. Dari eksperimen tersebut, didapatkan data berupa nilai coefficient of moment (C_m) sebagai fungsi tip speed ratio (TSR) pada masing-masing variasi. Pada penelitian ini, dilakukan analisa perbandingan performa turbin angin Savonius (C_m) tanpa dan dengan silinder pengganggu, data hasil perbandingan dapat dilihat pada gambar 4.17.



Gambar 4.17 Grafik Coefficient of Moment (C_m) Turbin Angin Savonius fungsi Tip Speed Ratio (TSR) Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan $Reynolds$ $15,5 \times 10^4$

Gambar 4.17 merupakan grafik Coefficient of Moment (C_m) turbin angin Savonius tanpa dan dengan silinder pengganggu pada bilangan $Reynolds$ $15,5 \times 10^4$. Posisi pengganggu yang digunakan adalah jarak $S/D=2,6$. Variasi nilai TSR didapatkan dengan memvariasikan massa pemberat yang diberikan hingga didapatkan variasi TSR mulai dari 0 hingga 0,948 sesuai data pada grafik. Dapat dilihat bahwa grafik yang dihasilkan pada gambar 4.17 mempunyai trendline nilai C_m yang naik hingga nilai maksimum C_m pada TSR tertentu kemudian turun setelah melewati titik maksimum seiring bertambahnya TSR. Pada turbin angin tanpa diberi pengganggu didapatkan nilai C_m maksimum yaitu sebesar 0,1546 pada $TSR=$

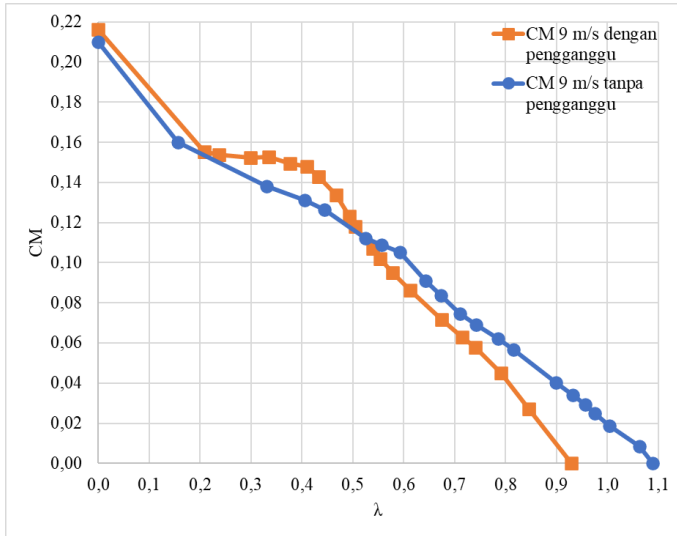
0,000. Sedangkan, pemberian silinder pengganggu di depan *returning blade* turbin angin pada posisi $S/D = 2,6$ dengan nilai C_m maksimum sebesar 0,1658 pada $TSR = 0,000$. Peningkatan yang terjadi sebesar 0,0112 dari C_m turbin tanpa diberi silinder pengganggu

Berdasarkan data tersebut, turbin angin dengan pemberian silinder pengganggu pada posisi $S/D = 2,6$ memiliki nilai C_m lebih tinggi dibandingkan tanpa menggunakan silinder pengganggu pada bilangan *Reynolds* $15,5 \times 10^4$. Nilai C_m merupakan perbandingan antara torsi aktual dari angin dibandingkan dengan torsi dinamis dari turbin. Oleh karena itu dapat dikatakan bahwa peletakkan silinder pengganggu pada posisi $S/D = 2,6$ efektif mengurangi tekanan di depan *returning blade*, Tekanan di depan *returning blade* akan menurun sedangkan tekanan dibelakang *returning blade* akan meningkat, maka selisih tekanan di depan dan di belakang *returning blade* turbin akan menurun dan menyebabkan *pressure drag* menurun, gaya *drag* menurun dan selisih gaya *drag* antara kedua sudu turbin meningkat. Selain itu, pemberian silinder pengganggu pada posisi tersebut dapat mengganggu *boundary layer* pada *returning blade* turbin dan mempercepat transisi aliran dari laminar menuju turbulen sehingga momentum aliran untuk melawan gaya gesek dan *adverse pressure gradient* lebih besar dan menyebabkan titik separasi mundur dan *wake* mengecil. Akibatnya gaya *drag* pada *returning blade* menurun dan selisih gaya *drag* antara kedua sudu akan meningkat. Hal ini akan memperbesar nilai torsi dinamis turbin angin. Selain itu pemberian

silinder pengganggu pada posisi tersebut juga dapat mengarahkan aliran ke sisi advancing blade sehingga menyebabkan gaya drag pada sisi advancing lebih meningkat dan selisih gaya drag antara kedua sudu akan meningkat pula. Sehingga dengan menggunakan silinder pengganggu pada posisi $S/D = 2,6$ didepan *returning blade* turbin angin Savonius pada bilangan *Reynolds* $15,5 \times 10^4$ dapat memberikan peningkatan C_m sebesar 7,24%. Kenaikan performa tidak terlalu signifikan, dikarenakan posisi silinder pengganggu sudah terlalu jauh dari turbin angin sehingga seperti dua silinder yang tidak saling berhubungan, selain itu turbin Savonius telah melewati titik optimumnya sehingga nilai *Coefficient of Moment* menurun, hal ini terjadi karena adanya rugi yang terjadi pada turbin salah satunya akibat rugi bearing..

4.3.14 *Coefficient of Moment (Cm) Turbin Angin Savonius Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu Fungsi Tip Speed Ratio (TSR) Pada Bilangan Reynolds $17,5 \times 10^4$*

Eksperimen dilakukan dengan pengganggu berukuran $d/D = 0,5$ pada posisi $y/D = 0,5$ dengan jarak $S/D = 2,6$ dan pada bilangan *Reynolds* $17,5 \times 10^4$. Dari eksperimen tersebut, didapatkan data berupa nilai coefficient of moment (C_m) sebagai fungsi tip speed ratio (TSR) pada masing-masing variasi. Pada penelitian ini, dilakukan analisa perbandingan performa turbin angin Savonius (C_m) tanpa dan dengan silinder pengganggu, data hasil perbandingan dapat dilihat pada gambar 4.18.



Gambar 4. 18 Grafik Coefficient of Moment (C_m) Turbin Angin Savonius fungsi Tip Speed Ratio (TSR) Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan $Reynolds$ $17,5 \times 10^4$

Gambar 4.18 merupakan grafik Coefficient of Moment (C_m) turbin angin Savonius tanpa dan dengan silinder pengganggu pada bilangan $Reynolds$ $17,5 \times 10^4$. Posisi pengganggu yang digunakan adalah jarak $S/D=2,6$. Variasi nilai TSR didapatkan dengan memvariasikan massa pemberat yang diberikan hingga didapatkan variasi TSR mulai dari 0 hingga 0,929 sesuai data pada grafik. Dapat dilihat bahwa grafik yang dihasilkan pada gambar 4.18 mempunyai trendline nilai C_m yang naik hingga nilai maksimum C_m pada TSR tertentu kemudian turun setelah melewati titik maksimum seiring bertambahnya TSR. Pada turbin angin tanpa diberi pengganggu didapatkan nilai C_m maksimum yaitu sebesar 0,2099 pada TSR=

0,000. Sedangkan, pemberian silinder pengganggu di depan *returning blade* turbin angin pada posisi $S/D = 2,6$ dengan nilai C_m maksimum sebesar 0,2163 pada $TSR = 0,000$. Peningkatan yang terjadi sebesar 0,0064 dari C_m turbin tanpa diberi silinder pengganggu

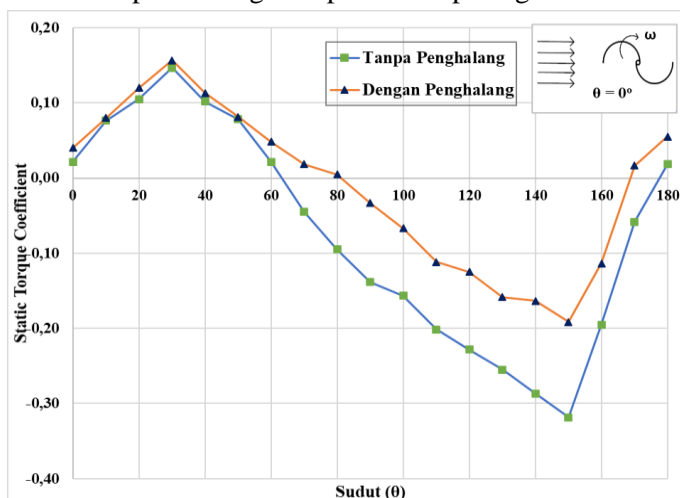
Berdasarkan data tersebut, turbin angin dengan pemberian silinder pengganggu pada posisi $S/D = 2,6$ memiliki nilai C_m lebih tinggi dibandingkan tanpa menggunakan silinder pengganggu pada bilangan *Reynolds* $17,5 \times 10^4$. Nilai C_m merupakan perbandingan antara torsi aktual dari angin dibandingkan dengan torsi dinamis dari turbin. Oleh karena itu dapat dikatakan bahwa peletakkan silinder pengganggu pada posisi $S/D = 2,6$ efektif mengurangi tekanan di depan *returning blade*, Tekanan didepan *returning blade* akan menurun sedangkan tekanan dibelakang *returning blade* akan meningkat, maka selisih tekanan di depan dan di belakang *returning blade* turbin akan menurun dan menyebabkan *pressure drag* menurun, gaya *drag* menurun dan selisih gaya *drag* antara kedua sudu turbin meningkat. Selain itu, pemberian silinder pengganggu pada posisi tersebut dapat mengganggu *boundary layer* pada *returning blade* turbin dan mempercepat transisi aliran dari laminar menuju turbulen sehingga momentum aliran untuk melawan gaya gesek dan adverse *pressure gradient* lebih besar dan menyebabkan titik separasi mundur dan *wake* mengecil. Akibatnya gaya *drag* pada *returning blade* menurun dan selisih gaya *drag* antara kedua sudu akan meningkat. Hal ini akan memperbesar nilai torsi dinamis turbin angin. Selain itu pemberian

silinder pengganggu pada posisi tersebut juga dapat mengarahkan aliran ke sisi advancing blade sehingga menyebabkan gaya drag pada sisi advancing lebih meningkat dan selisih gaya drag antara kedua sudu akan meningkat pula. Sehingga dengan menggunakan silinder pengganggu pada posisi $S/D = 2,6$ di depan *returning blade* turbin angin Savonius pada bilangan *Reynolds* $17,5 \times 10^4$ dapat memberikan peningkatan C_m sebesar 3,049%. Kenaikan performa tidak terlalu signifikan, dikarenakan posisi silinder pengganggu sudah terlalu jauh dari turbin angin sehingga seperti dua silinder yang tidak saling berhubungan, selain itu turbin Savonius telah melewati titik optimumnya sehingga nilai *Coefficient of Moment* menurun, hal ini terjadi karena adanya rugi yang terjadi pada turbin salah satunya akibat rugi bearing..

4.3.15 Perbandingan Koefisien Torsi Statis Terhadap Posisi Sudut Blade Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan *Reynolds* $7,4 \times 10^4$

Eksperimen dilakukan dengan pengganggu berukuran $d/D = 0,5$ pada posisi $y/D = 0,5$, pada jarak $S/D = 2,6$ dan pada bilangan *Reynolds* $7,4 \times 10^4$. Dari eksperimen tersebut, didapatkan data berupa nilai koefisien torsi statis (C_t) sebagai fungsi sudut (θ). Nilai koefisien torsi statis diukur pada keadaan turbin diam walaupun dialiri angin, karena ada pencekaman pada bagian poros atas turbin angin. Pada awalnya sudut dari sudu turbin angin Savonius diatur pada posisi 0° searah dengan aliran udara hingga posisi akhir 180° dengan kenaikan 10° setiap pengukurannya. Pada

penelitian ini, dilakukan analisa perbandingan nilai koefisien torsi statis turbin angin Savonius tanpa dan dengan silinder pengganggu, data hasil perbandingan dapat dilihat pada gambar 4.19.



Gambar 4.19 Grafik Perbandingan Koefisien Torsi Statis (Cts) Turbin Angin Savonius fungsi Sudut (θ) Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan *Reynolds* $7,4 \times 10^4$

Gambar 4.19 merupakan grafik koefisien torsi statis (Cts) turbin angin Savonius tanpa dan dengan silinder pengganggu pada bilangan *Reynolds* $7,4 \times 10^4$. Pengganggu yang digunakan adalah pada jarak $S/D = 2,6$. Variasi nilai sudut dilakukan mulai 0° hingga 180° dengan kenaikan 10° . Dapat dilihat bahwa grafik yang dihasilkan pada gambar 4.19 mempunyai trendline grafik yang membentuk grafik sinusoidal. Grafik naik hingga nilai maksimum koefisien Cts pada sudut tertentu kemudian turun setelah melewati titik maksimum hingga dicapai nilai koefisien Ts minimumnya, kemudian grafik kembali

mengalami kenaikan hingga sudut terakhir. Pada turbin angin tanpa diberi pengganggu didapatkan nilai koefisien torsi statis maksimum yaitu sebesar 0,147 pada sudut 30° , kemudian nilai koefisien torsi statis mengalami penurunan hingga nilai minimal sebesar -0,318 pada sudut 150° kemudian naik lagi hingga sudut 180° . Pemberian silinder pengganggu di depan *returning blade* turbin angin pada posisi $S/D = 2,6$ didapatkan nilai koefisien torsi maksimum meningkat menjadi sebesar 0,157 pada sudut 30° , kemudian nilai minimal juga mengalami peningkatan yaitu menjadi -0,192 pada sudut 150° .

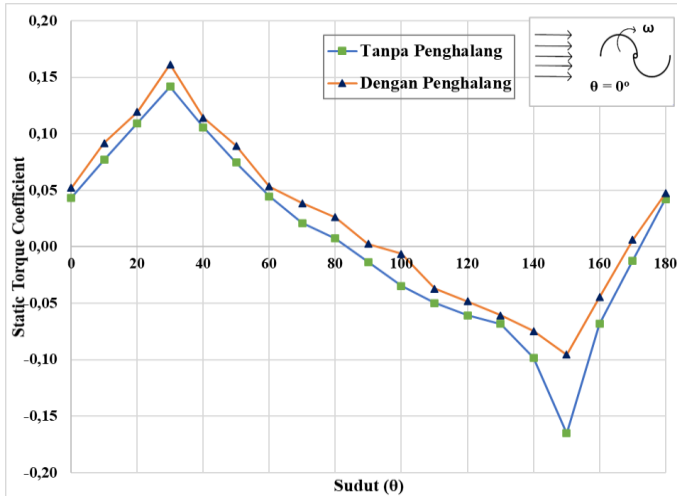
Nilai maksimum koefisien torsi statis dengan menggunakan silinder pengganggu lebih besar daripada tanpa menggunakan pengganggu pada bilangan *Reynolds* $7,4 \times 10^4$. Hal tersebut berarti bahwa peletakkan silinder pengganggu pada posisi $S/D = 2,6$ efektif mengurangi tekanan di depan *returning blade*, jika tekanan dibelakang *returning blade* turbin diasumsikan sama dengan tanpa diberi pengganggu maka selisih tekanan di depan dan di belakang *returning blade* turbin akan menurun dan menyebabkan pressure drag menurun, gaya drag menurun dan selisih gaya drag antara kedua sudu turbin meningkat. Selain itu, pemberian silinder pengganggu pada posisi tersebut dapat mengganggu boundary layer pada *returning blade* turbin dan mempercepat transisi aliran dari laminar menuju turbulen sehingga momentum aliran untuk melawan gaya gesek dan adverse pressure gradient lebih besar dan menyebabkan titik separasi mundur dan wake mengecil. Akibatnya gaya drag pada *returning*

blade menurun dan selisih gaya drag antara kedua sudu akan meningkat. Hal ini akan memperbesar nilai koefisien torsi statis turbin angin. Selain itu pemberian silinder pengganggu pada posisi tersebut juga dapat mengarahkan aliran ke sisi *advancing blade* sehingga menyebabkan gaya drag pada sisi *advancing* lebih meningkat dan selisih gaya drag antara kedua sudu akan meningkat pula. Pada turbin tanpa silinder pengganggu terdapat nilai koefisien torsi statis yang bernilai negatif yaitu mulai dari sudut 70° hingga 170° dengan nilai minimal berada di posisi sudut 150° . Sedangkan pada turbin dengan silinder pengganggu terdapat nilai koefisien torsi statis yang bernilai negatif yaitu mulai dari sudut 90° hingga 160° dengan nilai minimal berada di posisi sudut 150° . Nilai negatif menunjukkan bahwa pada posisi tersebut *advancing blade* menerima gaya drag dari angin lebih rendah dari pada *returning blade*. Torsi statis yang bernilai negatif berarti bahwa turbin angin tidak mempunyai kemampuan self starting sehingga untuk dapat berputar dari keadaan diam harus diberikan bantuan gaya dari luar selain dari gaya yang dihasilkan angin. Pemberian silinder pengganggu didepan *returning blade* pada posisi $S/D = 2,6$ terbukti efektif meningkatkan koefisien torsi statis turbin angin Savonius pada bilangan *Reynolds* $7,4 \times 10^4$. Hal tersebut dibuktikan dengan kenaikan nilai koefisien torsi statis maksimal sebesar 1,068 kali pada posisi sudut 30° dan nilai koefisien torsi statis yang bernilai negatif bergeser dari *range* sudut 70° hingga 170° menjadi sudut 90° hingga 160° sehingga, turbin angin Savonius berpengganggu mempunyai

kemampuan self starting dilebih banyak sudut dibandingkan dengan turbin angin Savonius tanpa pengganggu.

4.3.16 Perbandingan Koefisien Torsi Statis Terhadap Posisi Sudut Blade Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan *Reynolds* $8,6 \times 10^4$

Eksperimen dilakukan dengan pengganggu berukuran $d/D = 0,5$ pada posisi $y/D = 0,5$, pada jarak $S/D = 2,6$ dan pada bilangan *Reynolds* $8,6 \times 10^4$. Dari eksperimen tersebut, didapatkan data berupa nilai koefisien torsi statis (Cts) sebagai fungsi sudut (θ). Nilai koefisien torsi statis diukur pada keadaan turbin diam walaupun dialiri angin, karena ada pencekaman pada bagian poros atas turbin angin. Pada awalnya sudut dari sudu turbin angin Savonius diatur pada posisi 0° searah dengan aliran udara hingga posisi akhir 180° dengan kenaikan 10° setiap pengukurannya. Pada penelitian ini, dilakuan analisa perbandingan nilai koefisien torsi statis turbin angin Savonius tanpa dan dengan silinder pengganggu, data hasil perbandingan dapat dilihat pada gambar 4.20.



Gambar 4. 20 Grafik Perbandingan Koefisien Torsi Statis (Cts) Turbin Angin Savonius fungsi Sudut (θ) Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan *Reynolds* $8,6 \times 10^4$

Gambar 4.20 merupakan grafik koefisien torsi statis (Cts) turbin angin Savonius tanpa dan dengan silinder pengganggu pada bilangan *Reynolds* $8,6 \times 10^4$. Pengganggu yang digunakan adalah pada jarak $S/D = 2,6$. Variasi nilai sudut dilakukan mulai 0° hingga 180° dengan kenaikan 10° . Dapat dilihat bahwa grafik yang dihasilkan pada gambar 4.20 mempunyai trendline grafik yang membentuk grafik sinusoidal. Grafik naik hingga nilai maksimum koefisien Cts pada sudut tertentu kemudian turun setelah melewati titik maksimum hingga dicapai nilai koefisien Ts minimumnya, kemudian grafik kembali mengalami kenaikan hingga sudut terakhir. Pada turbin angin tanpa diberi pengganggu didapatkan nilai koefisien torsi statis maksimum yaitu sebesar 0,142 pada sudut 30° , kemudian nilai

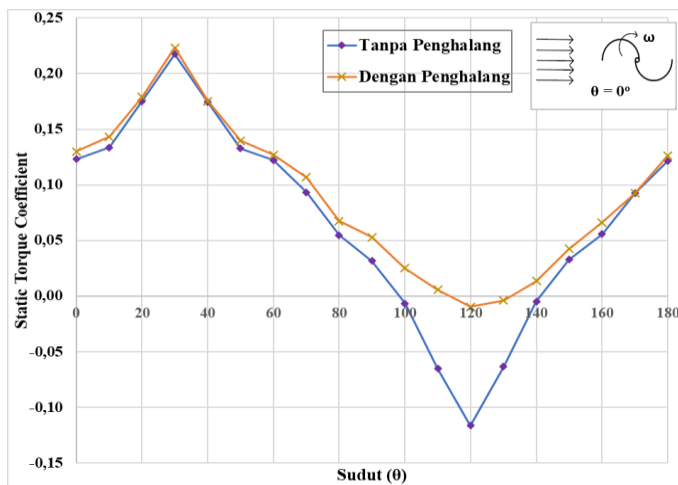
koefisien torsi statis mengalami penurunan hingga nilai minimal sebesar $-0,165$ pada sudut 150° kemudian naik lagi hingga sudut 180° . Pemberian silinder pengganggu di depan *returning blade* turbin angin pada posisi $S/D = 2,6$ didapatkan nilai koefisien torsi maksimum meningkat menjadi sebesar $0,162$ pada sudut 30° , kemudian nilai minimal juga mengalami peningkatan yaitu menjadi $-0,096$ pada sudut 150° .

Nilai maksimum koefisien torsi statis dengan menggunakan silinder pengganggu lebih besar daripada tanpa menggunakan pengganggu pada bilangan *Reynolds* $8,6 \times 10^4$. Hal tersebut berarti bahwa peletakkan silinder pengganggu pada posisi $S/D = 2,6$ efektif mengurangi tekanan di depan *returning blade*, jika tekanan dibelakang *returning blade* turbin diasumsikan sama dengan tanpa diberi pengganggu maka selisih tekanan di depan dan di belakang *returning blade* turbin akan menurun dan menyebabkan pressure drag menurun, gaya drag menurun dan selisih gaya drag antara kedua sudu turbin meningkat. Selain itu, pemberian silinder pengganggu pada posisi tersebut dapat mengganggu boundary layer pada *returning blade* turbin dan mempercepat transisi aliran dari laminar menuju turbulen sehingga momentum aliran untuk melawan gaya gesek dan adverse pressure gradient lebih besar dan menyebabkan titik separasi mundur dan wake mengecil. Akibatnya gaya drag pada *returning blade* menurun dan selisih gaya drag antara kedua sudu akan meningkat. Hal ini akan memperbesar nilai koefisien torsi statis turbin angin. Selain itu pemberian silinder pengganggu

pada posisi tersebut juga dapat mengarahkan aliran ke sisi *advancing blade* sehingga menyebabkan gaya drag pada sisi *advancing* lebih meningkat dan selisih gaya drag antara kedua sudu akan meningkat pula. Pada turbin tanpa silinder pengganggu terdapat nilai koefisien torsi statis yang bernilai negatif yaitu mulai dari sudut 90° hingga 170° dengan nilai minimal berada di posisi sudut 150° . Sedangkan pada turbin dengan silinder pengganggu terdapat nilai koefisien torsi statis yang bernilai negatif yaitu mulai dari sudut 100° hingga 160° dengan nilai minimal berada di posisi sudut 150° . Nilai negatif menunjukkan bahwa pada posisi tersebut *advancing blade* menerima gaya drag dari angin lebih rendah dari pada *returning blade*. Torsi statis yang bernilai negatif berarti bahwa turbin angin tidak mempunyai kemampuan self starting sehingga untuk dapat berputar dari keadaan diam harus diberikan bantuan gaya dari luar selain dari gaya yang dihasilkan angin. Pemberian silinder pengganggu didepan *returning blade* pada posisi $S/D = 2,6$ terbukti efektif meningkatkan torsi statis turbin angin Savonius pada bilangan *Reynolds* $8,6 \times 10^4$. Hal tersebut dibuktikan dengan kenaikan nilai koefisien torsi statis maksimal sebesar 1,1404 kali pada posisi sudut 30° dan nilai koefisien torsi statis yang bernilai negatif bergeser dari *range* sudut 90° hingga 170° menjadi sudut 100° hingga 160° sehingga, turbin angin Savonius berpengganggu mempunyai kemampuan self starting dilebih banyak sudut dibandingkan dengan turbin angin Savonius tanpa pengganggu.

4.3.17 Perbandingan Koefisien Torsi Statis Terhadap Posisi Sudut Blade Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan *Reynolds* $9,6 \times 10^4$

Eksperimen dilakukan dengan pengganggu berukuran $d/D = 0,5$ pada posisi $y/D = 0,5$, pada jarak $S/D = 2,6$ dan pada bilangan *Reynolds* $9,6 \times 10^4$. Dari eksperimen tersebut, didapatkan data berupa nilai koefisien torsi statis (C_t) sebagai fungsi sudut (θ). Nilai koefisien torsi statis diukur pada keadaan turbin diam walaupun dialiri angin, karena ada pencekaman pada bagian poros atas turbin angin. Pada awalnya sudut dari sudu turbin angin Savonius diatur pada posisi 0° searah dengan aliran udara hingga posisi akhir 180° dengan kenaikan 10° setiap pengukurannya. Pada penelitian ini, dilakukan analisa perbandingan nilai koefisien torsi statis turbin angin Savonius tanpa dan dengan silinder pengganggu, data hasil perbandingan dapat dilihat pada gambar 4.21.



Gambar 4.21 Grafik Perbandingan Koefisien Torsi Statis (Cts) Turbin Angin Savonius fungsi Sudut (θ) Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan *Reynolds* $9,6 \times 10^4$

Gambar 4.21 merupakan grafik koefisien torsi statis (Cts) turbin angin Savonius tanpa dan dengan silinder pengganggu pada bilangan *Reynolds* $9,6 \times 10^4$. Pengganggu yang digunakan adalah pada jarak $S/D = 2,6$. Variasi nilai sudut dilakukan mulai 0° hingga 180° dengan kenaikan 10° . Dapat dilihat bahwa grafik yang dihasilkan pada gambar 4.21 mempunyai trendline grafik yang membentuk grafik sinusoidal. Grafik naik hingga nilai maksimum koefisien Cts pada sudut tertentu kemudian turun setelah melewati titik maksimum hingga dicapai nilai koefisien Ts minimumnya, kemudian grafik kembali mengalami kenaikan hingga sudut terakhir. Pada turbin angin tanpa diberi pengganggu didapatkan nilai koefisien torsi statis maksimum yaitu sebesar 0,217 pada sudut 30° , kemudian nilai

koefisien torsi statis mengalami penurunan hingga nilai minimal sebesar $-0,116$ pada sudut 120° kemudian naik lagi hingga sudut 180° . Pemberian silinder pengganggu di depan *returning blade* turbin angin pada posisi $S/D = 2,6$ didapatkan nilai koefisien torsi maksimum meningkat menjadi sebesar $0,223$ pada sudut 30° , kemudian nilai minimal juga mengalami peningkatan yaitu menjadi $-0,010$ pada sudut 120° .

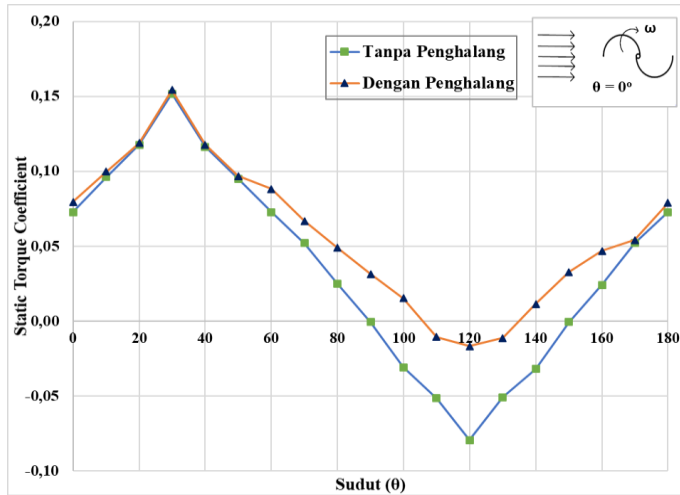
Nilai maksimum koefisien torsi statis dengan menggunakan silinder pengganggu lebih besar daripada tanpa menggunakan pengganggu pada bilangan *Reynolds* $9,6 \times 10^4$. Hal tersebut berarti bahwa peletakkan silinder pengganggu pada posisi $S/D = 2,6$ efektif mengurangi tekanan di depan *returning blade*, jika tekanan dibelakang *returning blade* turbin diasumsikan sama dengan tanpa diberi pengganggu maka selisih tekanan di depan dan di belakang *returning blade* turbin akan menurun dan menyebabkan *pressure drag* menurun, gaya *drag* menurun dan selisih gaya *drag* antara kedua sudu turbin meningkat. Selain itu, pemberian silinder pengganggu pada posisi tersebut dapat mengganggu *boundary layer* pada *returning blade* turbin dan mempercepat transisi aliran dari laminar menuju turbulen sehingga momentum aliran untuk melawan gaya gesek dan *adverse pressure gradient* lebih besar dan menyebabkan titik separasi mundur dan *wake* mengecil. Akibatnya gaya *drag* pada *returning blade* menurun dan selisih gaya *drag* antara kedua sudu akan meningkat. Hal ini akan memperbesar nilai koefisien torsi statis turbin angin. Selain itu pemberian silinder pengganggu

pada posisi tersebut juga dapat mengarahkan aliran ke sisi *advancing blade* sehingga menyebabkan gaya drag pada sisi *advancing* lebih meningkat dan selisih gaya drag antara kedua sudu akan meningkat pula. Pada turbin tanpa silinder pengganggu terdapat nilai koefisien torsi statis yang bernilai negatif yaitu mulai dari sudut 100° hingga 140° dengan nilai minimal berada di posisi sudut 120° . Sedangkan pada turbin dengan silinder pengganggu terdapat nilai koefisien torsi statis yang bernilai negatif yaitu mulai dari sudut 120° hingga 130° dengan nilai minimal berada di posisi sudut 120° . Nilai negatif menunjukkan bahwa pada posisi tersebut *advancing blade* menerima gaya drag dari angin lebih rendah dari pada *returning blade*. Torsi statis yang bernilai negatif berarti bahwa turbin angin tidak mempunyai kemampuan self starting sehingga untuk dapat berputar dari keadaan diam harus diberikan bantuan gaya dari luar selain dari gaya yang dihasilkan angin. Pemberian silinder pengganggu didepan *returning blade* pada posisi $S/D = 2,6$ terbukti efektif meningkatkan torsi statis turbin angin Savonius pada bilangan *Reynolds* $9,6 \times 10^4$. Hal tersebut dibuktikan dengan kenaikan nilai koefisien torsi statis maksimal sebesar 1,027 kali pada posisi sudut 30° dan nilai koefisien torsi statis yang bernilai negatif bergeser dari *range* sudut 100° hingga 140° menjadi sudut 120° hingga 130° sehingga, turbin angin Savonius berpengganggu mempunyai kemampuan self starting dilebih banyak sudut dibandingkan dengan turbin angin Savonius tanpa pengganggu. Kenaikan performa tidak terlalu signifikan pada posisi $S/D = 2,6$

dikarenakan pada bilangan *Reynolds* $9,6 \times 10^4$ posisi silinder pengganggu sudah terlalu jauh dari turbin angin sehingga seperti dua silinder yang tidak saling berhubungan.

4.3.18 Perbandingan Koefisien Torsi Statis Terhadap Posisi Sudut Blade Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan *Reynolds* $11,7 \times 10^4$

Eksperimen dilakukan dengan pengganggu berukuran $d/D = 0,5$ pada posisi $y/D = 0,5$, pada jarak $S/D = 2,6$ dan pada bilangan *Reynolds* $11,7 \times 10^4$. Dari eksperimen tersebut, didapatkan data berupa nilai koefisien torsi statis (Cts) sebagai fungsi sudut (θ). Nilai koefisien torsi statis diukur pada keadaan turbin diam walaupun dialiri angin, karena ada pencekaman pada bagian poros atas turbin angin. Pada awalnya sudut dari sudu turbin angin Savonius diatur pada posisi 0° searah dengan aliran udara hingga posisi akhir 180° dengan kenaikan 10° setiap pengukurannya. Pada penelitian ini, dilakuan analisa perbandingan nilai koefisien torsi statis turbin angin Savonius tanpa dan dengan silinder pengganggu, data hasil perbandingan dapat dilihat pada gambar 4.22.



Gambar 4. 22 Grafik Perbandingan Koefisien Torsi Statis (Cts) Turbin Angin Savonius fungsi Sudut (θ) Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan *Reynolds* $11,7 \times 10^4$

Gambar 4.22 merupakan grafik koefisien torsi statis (Cts) turbin angin Savonius tanpa dan dengan silinder pengganggu pada bilangan *Reynolds* $11,7 \times 10^4$. Pengganggu yang digunakan adalah pada jarak $S/D = 2,6$. Variasi nilai sudut dilakukan mulai 0° hingga 180° dengan kenaikan 10° . Dapat dilihat bahwa grafik yang dihasilkan pada gambar 4.22 mempunyai trendline grafik yang membentuk grafik sinusoidal. Grafik naik hingga nilai maksimum koefisien Cts pada sudut tertentu kemudian turun setelah melewati titik maksimum hingga dicapai nilai koefisien Ts minimumnya, kemudian grafik kembali mengalami kenaikan hingga sudut terakhir. Pada turbin angin tanpa diberi pengganggu didapatkan nilai koefisien torsi statis maksimum yaitu sebesar 0,152 pada sudut 30° ,

kemudian nilai koefisien torsi statis mengalami penurunan hingga nilai minimal sebesar $-0,080$ pada sudut 120° kemudian naik lagi hingga sudut 180° . Pemberian silinder pengganggu di depan *returning blade* turbin angin pada posisi $S/D = 2,6$ didapatkan nilai koefisien torsi maksimum meningkat menjadi sebesar $0,154$ pada sudut 30° , kemudian nilai minimal juga mengalami peningkatan yaitu menjadi $-0,017$ pada sudut 120° .

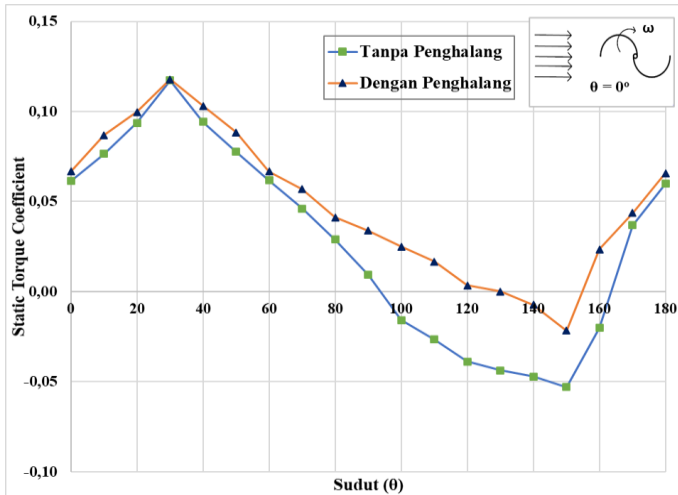
Nilai maksimum koefisien torsi statis dengan menggunakan silinder pengganggu lebih besar daripada tanpa menggunakan pengganggu pada bilangan *Reynolds* $11,7 \times 10^4$. Hal tersebut berarti bahwa peletakkan silinder pengganggu pada posisi $S/D = 2,6$ efektif mengurangi tekanan di depan *returning blade*, jika tekanan dibelakang *returning blade* turbin diasumsikan sama dengan tanpa diberi pengganggu maka selisih tekanan di depan dan di belakang *returning blade* turbin akan menurun dan menyebabkan *pressure drag* menurun, gaya *drag* menurun dan selisih gaya *drag* antara kedua sudu turbin meningkat. Selain itu, pemberian silinder pengganggu pada posisi tersebut dapat mengganggu *boundary layer* pada *returning blade* turbin dan mempercepat transisi aliran dari laminar menuju turbulen sehingga momentum aliran untuk melawan gaya gesek dan *adverse pressure gradient* lebih besar dan menyebabkan titik separasi mundur dan *wake* mengecil. Akibatnya gaya *drag* pada *returning blade* menurun dan selisih gaya *drag* antara kedua sudu akan meningkat. Hal ini akan memperbesar nilai koefisien torsi statis turbin angin. Selain itu pemberian silinder pengganggu

pada posisi tersebut juga dapat mengarahkan aliran ke sisi *advancing blade* sehingga menyebabkan gaya drag pada sisi *advancing* lebih meningkat dan selisih gaya drag antara kedua sudu akan meningkat pula. Pada turbin tanpa silinder pengganggu terdapat nilai koefisien torsi statis yang bernilai negatif yaitu mulai dari sudut 90° hingga 150° dengan nilai minimal berada di posisi sudut 120° . Sedangkan pada turbin dengan silinder pengganggu terdapat nilai koefisien torsi statis yang bernilai negatif yaitu mulai dari sudut 110° hingga 130° dengan nilai minimal berada di posisi sudut 120° . Nilai negatif menunjukkan bahwa pada posisi tersebut *advancing blade* menerima gaya drag dari angin lebih rendah dari pada *returning blade*. Torsi statis yang bernilai negatif berarti bahwa turbin angin tidak mempunyai kemampuan self starting sehingga untuk dapat berputar dari keadaan diam harus diberikan bantuan gaya dari luar selain dari gaya yang dihasilkan angin. Pemberian silinder pengganggu didepan *returning blade* pada posisi $S/D = 2,6$ terbukti efektif meningkatkan torsi statis turbin angin Savonius pada bilangan *Reynolds* $11,7 \times 10^4$. Hal tersebut dibuktikan dengan kenaikan nilai koefisien torsi statis maksimal sebesar 1,0176 kali pada posisi sudut 30° dan nilai koefisien torsi statis yang bernilai negatif bergeser dari *range* sudut 90° hingga 150° menjadi sudut 110° hingga 130° sehingga, turbin angin Savonius berpengganggu mempunyai kemampuan self starting dilebih banyak sudut dibandingkan dengan turbin angin Savonius tanpa pengganggu. Kenaikan peforma tidak terlalu signifikan pada posisi $S/D = 2,6$

dikarenakan pada bilangan *Reynolds* $11,7 \times 10^4$ posisi silinder pengganggu sudah terlalu jauh dari turbin angin sehingga seperti dua silinder yang tidak saling berhubungan.

4.3.19 Perbandingan Koefisien Torsi Statis Terhadap Posisi Sudut Blade Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan *Reynolds* $13,6 \times 10^4$

Eksperimen dilakukan dengan pengganggu berukuran $d/D = 0,5$ pada posisi $y/D = 0,5$, pada jarak $S/D = 2,6$ dan pada bilangan *Reynolds* $13,6 \times 10^4$. Dari eksperimen tersebut, didapatkan data berupa nilai koefisien torsi statis (Cts) sebagai fungsi sudut (θ). Nilai koefisien torsi statis diukur pada keadaan turbin diam walaupun dialiri angin, karena ada pencekaman pada bagian poros atas turbin angin. Pada awalnya sudut dari sudu turbin angin Savonius diatur pada posisi 0° searah dengan aliran udara hingga posisi akhir 180° dengan kenaikan 10° setiap pengukurannya. Pada penelitian ini, dilakuan analisa perbandingan nilai koefisien torsi statis turbin angin Savonius tanpa dan dengan silinder pengganggu, data hasil perbandingan dapat dilihat pada gambar 4.23.



Gambar 4. 23 Grafik Perbandingan Koefisien Torsi Statis (Cts) Turbin Angin Savonius fungsi Sudut (θ) Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan *Reynolds* $13,6 \times 10^4$

Gambar 4.23 merupakan grafik koefisien torsi statis (Cts) turbin angin Savonius tanpa dan dengan silinder pengganggu pada bilangan *Reynolds* $13,6 \times 10^4$. Pengganggu yang digunakan adalah pada jarak $S/D = 2,6$. Variasi nilai sudut dilakukan mulai 0° hingga 180° dengan kenaikan 10° . Dapat dilihat bahwa grafik yang dihasilkan pada gambar 4.23 mempunyai trendline grafik yang membentuk grafik sinusoidal. Grafik naik hingga nilai maksimum koefisien Cts pada sudut tertentu kemudian turun setelah melewati titik maksimum hingga dicapai nilai koefisien Ts minimumnya, kemudian grafik kembali mengalami kenaikan hingga sudut terakhir. Pada turbin angin tanpa diberi pengganggu didapatkan nilai koefisien torsi statis maksimum yaitu sebesar 0,117 pada sudut 30° ,

kemudian nilai koefisien torsi statis mengalami penurunan hingga nilai minimal sebesar $-0,053$ pada sudut 150° kemudian naik lagi hingga sudut 180° . Pemberian silinder pengganggu di depan *returning blade* turbin angin pada posisi $S/D = 2,6$ didapatkan nilai koefisien torsi maksimum meningkat menjadi sebesar $0,118$ pada sudut 30° , kemudian nilai minimal juga mengalami peningkatan yaitu menjadi $-0,022$ pada sudut 150° .

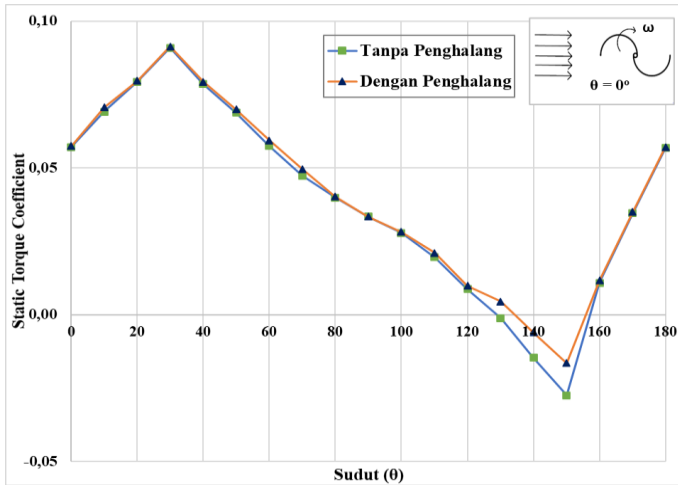
Nilai maksimum koefisien torsi statis dengan menggunakan silinder pengganggu lebih besar daripada tanpa menggunakan pengganggu pada bilangan *Reynolds* $13,6 \times 10^4$. Hal tersebut berarti bahwa peletakkan silinder pengganggu pada posisi $S/D = 2,6$ efektif mengurangi tekanan di depan *returning blade*, jika tekanan dibelakang *returning blade* turbin diasumsikan sama dengan tanpa diberi pengganggu maka selisih tekanan di depan dan di belakang *returning blade* turbin akan menurun dan menyebabkan pressure drag menurun, gaya drag menurun dan selisih gaya drag antara kedua sudu turbin meningkat. Selain itu, pemberian silinder pengganggu pada posisi tersebut dapat mengganggu boundary layer pada *returning blade* turbin dan mempercepat transisi aliran dari laminar menuju turbulen sehingga momentum aliran untuk melawan gaya gesek dan adverse pressure gradient lebih besar dan menyebabkan titik separasi mundur dan wake mengecil. Akibatnya gaya drag pada *returning blade* menurun dan selisih gaya drag antara kedua sudu akan meningkat. Hal ini akan memperbesar nilai koefisien torsi statis turbin angin. Selain itu pemberian silinder pengganggu

pada posisi tersebut juga dapat mengarahkan aliran ke sisi *advancing blade* sehingga menyebabkan gaya drag pada sisi *advancing* lebih meningkat dan selisih gaya drag antara kedua sudu akan meningkat pula. Pada turbin tanpa silinder pengganggu terdapat nilai koefisien torsi statis yang bernilai negatif yaitu mulai dari sudut 100° hingga 160° dengan nilai minimal berada di posisi sudut 150° . Sedangkan pada turbin dengan silinder pengganggu terdapat nilai koefisien torsi statis yang bernilai negatif yaitu mulai dari sudut 140° dan 150° dengan nilai minimal berada di posisi sudut 150° . Nilai negatif menunjukkan bahwa pada posisi tersebut *advancing blade* menerima gaya drag dari angin lebih rendah dari pada *returning blade*. Torsi statis yang bernilai negatif berarti bahwa turbin angin tidak mempunyai kemampuan self starting sehingga untuk dapat berputar dari keadaan diam harus diberikan bantuan gaya dari luar selain dari gaya yang dihasilkan angin. Pemberian silinder pengganggu didepan *returning blade* pada posisi $S/D = 2,6$ terbukti efektif meningkatkan torsi statis turbin angin Savonius pada bilangan *Reynolds* $13,6 \times 10^4$. Hal tersebut dibuktikan dengan kenaikan nilai koefisien torsi statis maksimal sebesar 1,0041 kali pada posisi sudut 30° dan nilai koefisien torsi statis yang bernilai negatif bergeser dari *range* sudut 100° hingga 160° menjadi sudut 140° dan 150° sehingga, turbin angin Savonius berpengganggu mempunyai kemampuan self starting dilebih banyak sudut dibandingkan dengan turbin angin Savonius tanpa pengganggu. Kenaikan performa tidak terlalu signifikan pada posisi $S/D = 2,6$

dikarenakan pada bilangan *Reynolds* $13,6 \times 10^4$ posisi silinder pengganggu sudah terlalu jauh dari turbin angin sehingga seperti dua silinder yang tidak saling berhubungan.

4.3.20 Perbandingan Koefisien Torsi Statis Terhadap Posisi Sudut Blade Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan *Reynolds* $15,5 \times 10^4$

Eksperimen dilakukan dengan pengganggu berukuran $d/D = 0,5$ pada posisi $y/D = 0,5$, pada jarak $S/D = 2,6$ dan pada bilangan *Reynolds* $15,5 \times 10^4$. Dari eksperimen tersebut, didapatkan data berupa nilai koefisien torsi statis (Cts) sebagai fungsi sudut (θ). Nilai koefisien torsi statis diukur pada keadaan turbin diam walaupun dialiri angin, karena ada pencekaman pada bagian poros atas turbin angin. Pada awalnya sudut dari sudu turbin angin Savonius diatur pada posisi 0° searah dengan aliran udara hingga posisi akhir 180° dengan kenaikan 10° setiap pengukurannya. Pada penelitian ini, dilakukan analisa perbandingan nilai koefisien torsi statis turbin angin Savonius tanpa dan dengan silinder pengganggu, data hasil perbandingan dapat dilihat pada gambar 4.24.



Gambar 4. 24 Grafik Perbandingan Koefisien Torsi Statis (Cts) Turbin Angin Savonius fungsi Sudut (θ) Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan *Reynolds* $15,5 \times 10^4$

Gambar 4.24 merupakan grafik koefisien torsi statis (Cts) turbin angin Savonius tanpa dan dengan silinder pengganggu pada bilangan *Reynolds* $15,5 \times 10^4$. Pengganggu yang digunakan adalah pada jarak $S/D = 2,6$. Variasi nilai sudut dilakukan mulai 0° hingga 180° dengan kenaikan 10° . Dapat dilihat bahwa grafik yang dihasilkan pada gambar 4.24 mempunyai trendline grafik yang membentuk grafik sinusoidal. Grafik naik hingga nilai maksimum koefisien Cts pada sudut tertentu kemudian turun setelah melewati titik maksimum hingga dicapai nilai koefisien Ts minimumnya, kemudian grafik kembali mengalami kenaikan hingga sudut terakhir. Pada turbin angin tanpa diberi pengganggu didapatkan nilai koefisien torsi statis maksimum yaitu sebesar 0,091 pada sudut 30° ,

kemudian nilai koefisien torsi statis mengalami penurunan hingga nilai minimal sebesar $-0,027$ pada sudut 150° kemudian naik lagi hingga sudut 180° . Pemberian silinder pengganggu di depan *returning blade* turbin angin pada posisi $S/D = 2,6$ didapatkan nilai koefisien torsi maksimum meningkat menjadi sebesar $0,091$ pada sudut 30° , kemudian nilai minimal juga mengalami peningkatan yaitu menjadi $-0,017$ pada sudut 150° .

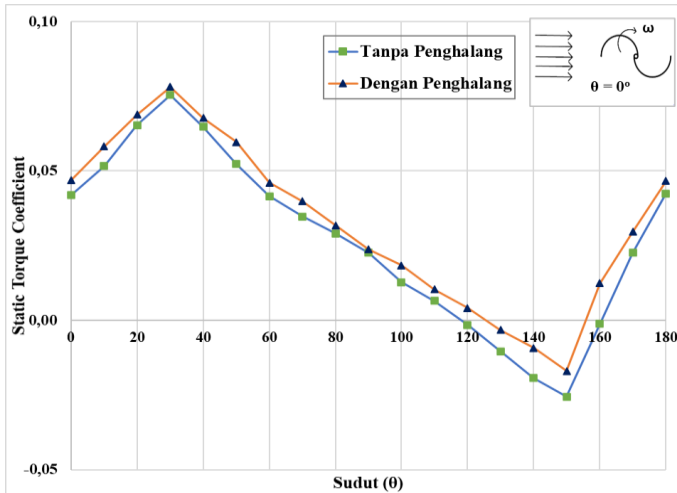
Nilai maksimum koefisien torsi statis dengan menggunakan silinder pengganggu lebih besar daripada tanpa menggunakan pengganggu pada bilangan *Reynolds* $15,5 \times 10^4$. Hal tersebut berarti bahwa peletakkan silinder pengganggu pada posisi $S/D = 2,6$ efektif mengurangi tekanan di depan *returning blade*, jika tekanan dibelakang *returning blade* turbin diasumsikan sama dengan tanpa diberi pengganggu maka selisih tekanan di depan dan di belakang *returning blade* turbin akan menurun dan menyebabkan pressure drag menurun, gaya drag menurun dan selisih gaya drag antara kedua sudu turbin meningkat. Selain itu, pemberian silinder pengganggu pada posisi tersebut dapat mengganggu boundary layer pada *returning blade* turbin dan mempercepat transisi aliran dari laminar menuju turbulen sehingga momentum aliran untuk melawan gaya gesek dan adverse pressure gradient lebih besar dan menyebabkan titik separasi mundur dan wake mengecil. Akibatnya gaya drag pada *returning blade* menurun dan selisih gaya drag antara kedua sudu akan meningkat. Hal ini akan memperbesar nilai koefisien torsi statis turbin angin. Selain itu pemberian silinder pengganggu

pada posisi tersebut juga dapat mengarahkan aliran ke sisi *advancing blade* sehingga menyebabkan gaya drag pada sisi *advancing* lebih meningkat dan selisih gaya drag antara kedua sudu akan meningkat pula. Pada turbin tanpa silinder pengganggu terdapat nilai koefisien torsi statis yang bernilai negatif yaitu mulai dari sudut 130° hingga 150° dengan nilai minimal berada di posisi sudut 150° . Sedangkan pada turbin dengan silinder pengganggu terdapat nilai koefisien torsi statis yang bernilai negatif yaitu mulai dari sudut 140° dan 150° dengan nilai minimal berada di posisi sudut 150° . Nilai negatif menunjukkan bahwa pada posisi tersebut *advancing blade* menerima gaya drag dari angin lebih rendah dari pada *returning blade*. Torsi statis yang bernilai negatif berarti bahwa turbin angin tidak mempunyai kemampuan self starting sehingga untuk dapat berputar dari keadaan diam harus diberikan bantuan gaya dari luar selain dari gaya yang dihasilkan angin. Pemberian silinder pengganggu didepan *returning blade* pada posisi $S/D = 2,6$ terbukti efektif meningkatkan torsi statis turbin angin Savonius pada bilangan *Reynolds* $15,5 \times 10^4$. Hal tersebut dibuktikan dengan kenaikan nilai koefisien torsi statis maksimal sebesar 1,0041 kali pada posisi sudut 30° dan nilai koefisien torsi statis yang bernilai negatif bergeser dari *range* sudut 130° hingga 150° menjadi sudut 140° dan 150° sehingga, turbin angin Savonius berpengganggu mempunyai kemampuan self starting dilebih banyak sudut dibandingkan dengan turbin angin Savonius tanpa pengganggu. Kenaikan performa tidak terlalu signifikan pada posisi $S/D = 2,6$

dikarenakan pada bilangan *Reynolds* $15,5 \times 10^4$ posisi silinder pengganggu sudah terlalu jauh dari turbin angin sehingga seperti dua silinder yang tidak saling berhubungan.

4.3.21 Perbandingan Koefisien Torsi Statis Terhadap Posisi Sudut Blade Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan *Reynolds* $17,5 \times 10^4$

Eksperimen dilakukan dengan pengganggu berukuran $d/D = 0,5$ pada posisi $y/D = 0,5$, pada jarak $S/D = 2,6$ dan pada bilangan *Reynolds* $17,5 \times 10^4$. Dari eksperimen tersebut, didapatkan data berupa nilai koefisien torsi statis (Cts) sebagai fungsi sudut (θ). Nilai koefisien torsi statis diukur pada keadaan turbin diam walaupun dialiri angin, karena ada pencekaman pada bagian poros atas turbin angin. Pada awalnya sudut dari sudu turbin angin Savonius diatur pada posisi 0° searah dengan aliran udara hingga posisi akhir 180° dengan kenaikan 10° setiap pengukurannya. Pada penelitian ini, dilakuan analisa perbandingan nilai koefisien torsi statis turbin angin Savonius tanpa dan dengan silinder pengganggu, data hasil perbandingan dapat dilihat pada gambar 4.25.



Gambar 4. 25 Grafik Perbandingan Koefisien Torsi Statis (Cts) Turbin Angin Savonius fungsi Sudut (θ) Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan *Reynolds* $17,5 \times 10^4$

Gambar 4.25 merupakan grafik koefisien torsi statis (Cts) turbin angin Savonius tanpa dan dengan silinder pengganggu pada bilangan *Reynolds* $17,5 \times 10^4$. Pengganggu yang digunakan adalah pada jarak $S/D = 2,6$. Variasi nilai sudut dilakukan mulai 0° hingga 180° dengan kenaikan 10° . Dapat dilihat bahwa grafik yang dihasilkan pada gambar 4.25 mempunyai trendline grafik yang membentuk grafik sinusoidal. Grafik naik hingga nilai maksimum koefisien Cts pada sudut tertentu kemudian turun setelah melewati titik maksimum hingga dicapai nilai koefisien Ts minimumnya, kemudian grafik kembali mengalami kenaikan hingga sudut terakhir. Pada turbin angin tanpa diberi pengganggu didapatkan nilai koefisien torsi statis maksimum yaitu sebesar $0,075$ pada sudut 30° ,

kemudian nilai koefisien torsi statis mengalami penurunan hingga nilai minimal sebesar $-0,026$ pada sudut 150° kemudian naik lagi hingga sudut 180° . Pemberian silinder pengganggu di depan *returning blade* turbin angin pada posisi $S/D = 2,6$ didapatkan nilai koefisien torsi maksimum meningkat menjadi sebesar $0,078$ pada sudut 30° , kemudian nilai minimal juga mengalami peningkatan yaitu menjadi $-0,017$ pada sudut 150° .

Nilai maksimum koefisien torsi statis dengan menggunakan silinder pengganggu lebih besar daripada tanpa menggunakan pengganggu pada bilangan *Reynolds* $17,5 \times 10^4$. Hal tersebut berarti bahwa peletakkan silinder pengganggu pada posisi $S/D = 2,6$ efektif mengurangi tekanan di depan *returning blade*, jika tekanan dibelakang *returning blade* turbin diasumsikan sama dengan tanpa diberi pengganggu maka selisih tekanan di depan dan di belakang *returning blade* turbin akan menurun dan menyebabkan *pressure drag* menurun, gaya *drag* menurun dan selisih gaya *drag* antara kedua sudu turbin meningkat. Selain itu, pemberian silinder pengganggu pada posisi tersebut dapat mengganggu *boundary layer* pada *returning blade* turbin dan mempercepat transisi aliran dari laminar menuju turbulen sehingga momentum aliran untuk melawan gaya gesek dan *adverse pressure gradient* lebih besar dan menyebabkan titik separasi mundur dan *wake* mengecil. Akibatnya gaya *drag* pada *returning blade* menurun dan selisih gaya *drag* antara kedua sudu akan meningkat. Hal ini akan memperbesar nilai koefisien torsi statis turbin angin. Selain itu pemberian silinder pengganggu

pada posisi tersebut juga dapat mengarahkan aliran ke sisi *advancing blade* sehingga menyebabkan gaya drag pada sisi *advancing* lebih meningkat dan selisih gaya drag antara kedua sudu akan meningkat pula. Pada turbin tanpa silinder pengganggu terdapat nilai koefisien torsi statis yang bernilai negatif yaitu mulai dari sudut 120° hingga 160° dengan nilai minimal berada di posisi sudut 150° . Sedangkan pada turbin dengan silinder pengganggu terdapat nilai koefisien torsi statis yang bernilai negatif yaitu mulai dari sudut 130° hingga 150° dengan nilai minimal berada di posisi sudut 150° . Nilai negatif menunjukkan bahwa pada posisi tersebut *advancing blade* menerima gaya drag dari angin lebih rendah dari pada *returning blade*. Torsi statis yang bernilai negatif berarti bahwa turbin angin tidak mempunyai kemampuan self starting sehingga untuk dapat berputar dari keadaan diam harus diberikan bantuan gaya dari luar selain dari gaya yang dihasilkan angin. Pemberian silinder pengganggu didepan *returning blade* pada posisi $S/D = 2,6$ terbukti efektif meningkatkan torsi statis turbin angin Savonius pada bilangan *Reynolds* $17,5 \times 10^4$. Hal tersebut dibuktikan dengan kenaikan nilai koefisien torsi statis maksimal sebesar 1,035 kali pada posisi sudut 30° dan nilai koefisien torsi statis yang bernilai negatif bergeser dari *range* sudut 120° hingga 160° menjadi sudut 130° hingga 150° sehingga, turbin angin Savonius berpengganggu mempunyai kemampuan self starting dilebih banyak sudut dibandingkan dengan turbin angin Savonius tanpa pengganggu. Kenaikan performa tidak terlalu signifikan pada posisi $S/D = 2,6$

dikarenakan pada bilangan *Reynolds* $17,5 \times 10^4$ posisi silinder pengganggu sudah terlalu jauh dari turbin angin sehingga seperti dua silinder yang tidak saling berhubungan.

4.4 Grafik Perbandingan *Coefficient of Power* Maksimum turbin Savonius dengan Silinder Berpengganggu dengan turbin Savonius tanpa Silinder Berpengganggu (CoP/CoP_0) pada $S/D = 2,6$ terhadap penelitian sebelumnya

Dalam melakukan studi eksperimen ini, hasil eksperimen yang telah didapatkan akan dibandingkan dengan referensi yang terkait dengan penelitian eksperimen tentang pengaruh silinder pengganggu terhadap performa turbin angin Savonius yang telah dilakukan oleh kelompok sebelumnya. Pada perbandingan kali ini, saya menggunakan eksperimen yang telah dilakukan (Ardy, 2019), karena eksperimen saya dilakukan pada $S/D = 2,6$ sesuai dengan penelitian yang telah dilakukan oleh (Ardy, 2019), penelitian ini bertujuan meningkatkan performa turbin dengan cara pemberian silinder pengganggu yang berukuran $d/D = 0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,7; 0,8; 0,9; 1,0$ pada posisi $y/D = 0,5$, dengan variasi jarak $S/D = 2,6$ dan variasi bilangan *Reynolds* $9,6 \times 10^4$; dan $13,6 \times 10^4$.

Tabel 4. 2 Tabel Perbandingan *Coefficient of Power* (CoP) Turbin Angin Savonius Dengan dan Tanpa Silinder Pengganggu (CoP_{Max}/CoP_{0Max}) pada $S/D = 2,6$ terhadap penelitian sebelumnya

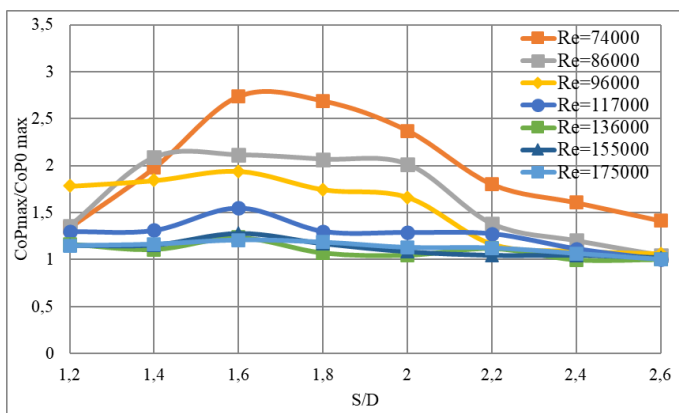
Bilangan Reynolds	COP ₀ MAX		COP _{Max}		COP _{Max} /COP ₀ MAX		Selisih relatif (%)
	(Ardy, Kel 6)	(Afiyah, Kel 7)	(Ardy, Kel 6)	(Afiyah, Kel 7)	(Ardy, Kel 6)	(Afiyah, Kel 7)	
Re = 96000	0,152	0,065	0,2	0,069	1,316	1,062	25,4
Re = 136000	0,104	0,08	0,13	0,08	1,25	1	25

Pada Tabel 4.2 penelitian peningkatan performa turbin angin Savonius dengan menempatkan silinder sirkular pengganggu di depan sisi *returning blade* yang dilakukan oleh (Ardy,2019) dengan variasi jarak $S/D = 2,6$ didapatkan bahwa terjadi penurunan *Coefficient of Power* yang dihasilkan oleh turbin angin Savonius pada setiap variasi *Reynolds Number*.

Nilai CoP/CoP_0 pada $Re = 9,6 \times 10^4$; dan $13,6 \times 10^4$ pada konfigurasi jarak $S/D = 2,6$ penelitian (Ardy,2019) tercatat sebesar 1,322 kali, dan 1,247 kali. Namun, hal ini berbeda jika dibandingkan dengan hasil penelitian yang saya lakukan, dimana nilai CoP/CoP_0 pada $Re = 9,6 \times 10^4$, dan $13,6 \times 10^4$ pada penelitian ini didapatkan sebesar 1,0623 kali, dan 1,0002 kali. Nilai CoP/CoP_0 pada penelitian yang didapatkan (Ardy,2019) diketahui lebih besar dibuktikan dengan nilai selisih relatif yang didapatkan yaitu sebesar 25,4% dan 25% jika dibandingkan dengan CoP/CoP_0 pada penelitian ini. Penyebab utama menurunnya performa turbin disebabkan oleh faktor komponen bearing yang digunakan, pemilihan jenis bearing dan pelumasannya dinilai kurang baik dengan milik (Ardy,2019), akibatnya bearing kurang mampu menumpu poros yang mempunyai beban, sehingga putaran atau gerakan bolak-baliknya tidak dapat berlangsung secara halus,aman, dan mempunyai umur yang panjang.

4.5 Grafik Perbandingan *Coefficient of Power* Maksimum turbin Savonius dengan Silinder Berpengganggu dengan turbin Savonius tanpa Silinder Berpengganggu (CoP/CoP_0) Sebagai Fungsi Jarak Pada $S/D = 1,2-2,6$

Untuk dapat melihat seberapa besar kenaikan performa turbin angin Savonius setelah diberi pengganggu pada tiap-tiap posisi S/D , maka dibuatlah grafik seperti pada gambar 4.29. Grafik tersebut merupakan grafik gabungan antara penelitian yang dilakukan oleh anggota kelompok 7 dan saya sendiri. Penelitian yang dilakukan adalah pada jarak $S/D = 1,2-2,6$.



Gambar 4. 27 Grafik Perbandingan *Coefficient of Power* (CoP) Turbin Angin Savonius Dengan dan Tanpa Silinder Pengganggu (CoP/CoP_0) Fungsi Jarak Pada $S/D = 1,2 - 2,6$

Gambar 4.27 menunjukkan grafik perbandingan *Coefficient of Power* antara turbin angin Savonius tanpa pengganggu dengan pengganggu silinder sirkular dengan $d/D = 0,5$ dan tanpa silinder pengganggu

(CoP_{max}/CoP_{0max}). Pada semua bilangan *Reynolds* yang diteliti dan untuk $S/D = 1,2 - 2,6$; semuanya menunjukkan bahwa perbandingan *Coefficient of Power* (CoP_{max}/CoP_{0max}) memiliki nilai lebih besar dari satu. Hal ini menjelaskan bahwa dengan diletakkannya silinder pengganggu di depan *returning blade*, terbukti efektif meningkatkan performa turbin angin. Sehingga, berdasarkan data Gambar 4.27, untuk bilangan *Reynolds* $7,4 \times 10^4$ dapat dinyatakan bahwa pemberian silinder pengganggu efektif adalah pada semua jarak $S/D = 1,2 - 2,6$. Pada bilangan *Reynolds* $8,6 \times 10^4$, $9,6 \times 10^4$, dan $11,7 \times 10^4$ pemberian silinder pengganggu efektif meningkatkan performa turbin pada jarak $S/D = 1,2-2,2$, sedangkan untuk $S/D = 2,4$ dan $2,6$ perbandingan (CoP_{max}/CoP_{0max}) sudah mulai mendekati satu yang berarti peningkatan performa turbin yang terjadi tidak signifikan. Sedangkan pada bilangan *Reynolds* $13,6 \times 10^4$, $15,5 \times 10^4$, dan $17,5 \times 10^4$ untuk semua posisi S/D , kecuali $S/D = 1,6$ peningkatan performa turbin yang terjadi tidak signifikan sehingga performa turbin yang diberi pengganggu sama saja dengan performa turbin tanpa diberi silinder pengganggu. Hal ini dikarenakan $S/D = 1,6$ merupakan rasio jarak antar pusat diameter silinder pengganggu dengan diameter turbin yang optimum untuk menyebabkan gangguan terhadap *boundary layer returning blade*.

Pada bilangan *Reynolds* $7,4 \times 10^4$ terjadi peningkatan performa turbin yang signifikan pada $S/D = 1,2-2,6$, hal ini membuktikan turbin angin Savonius mampu berputar berotasi pada kecepatan angin rendah dan memiliki self-starting yang baik dan torsi yang

tinggi, sedangkan pada bilangan *Reynolds* $8,6 \times 10^4$, $9,6 \times 10^4$, dan $11,7 \times 10^4$ pada jarak $S/D = 1,2-2,2$, peletakan silinder pengganggu efektif mengurangi tekanan di depan *returning blade*, jika tekanan dibelakang *returning blade* turbin diasumsikan sama dengan tanpa diberi pengganggu maka selisih tekanan di depan dan di belakang *returning blade* turbin akan menurun dan menyebabkan pressure drag menurun, gaya drag menurun dan selisih gaya drag antara kedua sudu turbin meningkat Selain itu, pemberian silinder pengganggu pada posisi tersebut dapat mengganggu boundary layer pada *returning blade* turbin dan mempercepat transisi aliran dari laminar menuju turbulen sehingga momentum aliran untuk melawan gaya gesek dan adverse pressure gradient lebih besar dan menyebabkan titik separasi mundur dan wake mengecil. Akibatnya gaya drag pada *returning blade* menurun dan selisih gaya drag antara kedua sudu akan meningkat. Hal ini akan memperbesar nilai koefisien torsi statis turbin angin. Selain itu pemberian silinder pengganggu pada posisi tersebut juga dapat mengarahkan aliran ke sisi advancing blade sehingga menyebabkan gaya drag pada sisi advancing lebih meningkat dan selisih gaya drag antara kedua sudu akan meningkat pula. Sedangkan untuk $S/D = 2,4$ dan $2,6$ peningkatan performa turbin yang terjadi tidak signifikan yaitu sebesar $6,58\%$ dan $0,32\%$, hal ini terjadi dikarenakan posisi silinder pengganggu sudah terlalu jauh dari turbin angin sehingga seperti dua silinder yang tidak saling berhubungan. Pada bilangan *Reynolds* $13,6 \times 10^4$, $15,5 \times 10^4$, dan $17,5 \times 10^4$ peningkatan performa yang terjadi pada $S/D=1,2$, $1,4$, $1,8$, 2 , $2,2$, $2,4$, dan $2,6$ tidak signifikan, hal ini terjadi

sesuai dengan rumusan masalah bahwa pada kecepatan angin optimum akan mendapatkan nilai *Coefficient of Power* maksimum, setelah melewati titik optimumnya maka nilai torsi, daya, dan *Coefficient of Power* (CoP), akan kembali menurun, hal ini terjadi karena adanya rugi yang terjadi pada turbin salah satunya akibat rugi bearing..

(HALAMAN INI SENGAJA DIKOSONGKAN)

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Pada penelitian ini yang bertujuan untuk meningkatkan performa turbin dengan cara pemberian silinder pengganggu yang berukuran $d/D = 0,5$ pada posisi $y/D = 0,5$, dengan jarak $S/D = 2,6$ dan variasi bilangan *Reynolds* $7,4 \times 10^4$; $8,6 \times 10^4$; $9,6 \times 10^4$; $11,7 \times 10^4$; $13,6 \times 10^4$; $15,5 \times 10^4$; dan $17,5 \times 10^4$. Berdasarkan eksperimen yang telah dilakukan didapatkan beberapa kesimpulan sebagai berikut:

1. Pemberian silinder pengganggu di depan *returning blade* turbin pada posisi $y/D = 0,5$ dan pada jarak $S/D = 2,6$ pada bilangan *Reynolds* $7,4 \times 10^4$; $8,6 \times 10^4$; $9,6 \times 10^4$; $11,7 \times 10^4$; $15,5 \times 10^4$; dan $17,5 \times 10^4$ efektif meningkatkan performa turbin angin Savonius. Peningkatan performa turbin paling efektif terjadi pada bilangan *Reynolds* $7,4 \times 10^4$ dibuktikan peningkatan nilai *Coefficient of Power* (CoP) maksimum sebesar 41,49% dari CoP maksimum turbin tanpa silinder pengganggu.
2. Pemberian silinder pengganggu di depan *returning blade* turbin angin Savonius pada posisi $y/D = 0,5$ dan jarak $S/D = 2,6$ efektif meningkatkan nilai *coefficient of moment* (Cm) pada bilangan *Reynolds* $7,4 \times 10^4$; $8,6 \times 10^4$; $9,6 \times 10^4$; $11,7 \times 10^4$; $13,6 \times 10^4$; $15,5 \times 10^4$; dan $17,5 \times 10^4$. Peningkatan nilai *Coefficient of Moment* paling efektif terjadi pada bilangan *Reynolds* 9,6

$\times 10^4$ terjadi kenaikan C_m sebesar 38,14% dari C_M maksimum turbin tanpa silinder pengganggu.

3. Pemberian silinder pengganggu di depan *returning blade* turbin angin dengan posisi $y/D = 0,5$ dan pada jarak $S/D = 2,6$ untuk semua bilangan *Reynolds* $7,4 \times 10^4$; $8,6 \times 10^4$; $9,6 \times 10^4$; $11,7 \times 10^4$; $13,6 \times 10^4$; $15,5 \times 10^4$; dan $17,5 \times 10^4$ efektif meningkatkan nilai koefisien torsi statis turbin sehingga turbin angin Savonius berpengganggu mempunyai kemampuan *self starting* lebih banyak sudut dibandingkan dengan turbin angin Savonius tanpa pengganggu.

5.2 Saran

Adapun saran yang dapat diberikan untuk penelitian selanjutnya agar lebih baik adalah sebagai berikut:

1. Penelitian lebih baik dilakukan pada kondisi yang sama agar temperatur tidak banyak mengalami perubahan.
2. Poros turbin harus lebih sering diberi pelumas agar mencegah keausan berlebih ketika poros dan bearing saling bergesekkan (bersinggungan).
3. Melakukan kalibrasi pada alat ukur
4. Gunakan dan simpan alat ukur dengan benar agar alat ukur tidak rusak.

(HALAMAN INI SENGAJA DIKOSONGKAN)

LAMPIRAN

A. Hasil Pengujian *Uniformity Flow*

Tabel A. 1 Data uniformity test Kecepatan Angin

Data Kecepatan 5 m/s	Horizontal					Verikal				
	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
1	5,13	5,02	5,14	5,22	5,11	4,94	5,09	5,09	5,14	5,16
2	5	5,11	5,2	5,02	5,15	5,05	5,1	5,14	5,1	5,12
3	5,25	5,07	5,14	5	5	5,18	5,22	5,03	5,25	5,27
4	5,14	5,15	5,04	5,2	5,25	4,99	5,08	5,14	5,05	5,03
5	5,27	5,26	4,92	5,17	5,17	5,27	4,9	5,1	5,18	5,06
6	5,03	5,08	5,09	5,06	5,2	5,25	5,2	5,19	5,1	5,1
7	5,02	5,05	5	5,25	5,24	5,23	5,25	4,82	5,2	5,15
8	5,12	5,2	5,17	5,2	5,25	5,17	4,89	5,2	5,22	5,17
9	5,23	5,09	5,08	5,1	5,3	4,86	5,05	5	5,16	5,3
10	5,11	5,07	5,03	5,02	5,18	5,29	5,17	5,12	5,1	5,15
Rata-rata tiap titik	5,13	5,11	5,081	5,124	5,185	5,123	5,095	5,083	5,15	5,151
Rata-rata semua data	5,126					5,1204				
SD Sampel	0,090621437					0,110378939				
Batas bawah	4,92					4,82				
Batas atas	5,3					5,3				

B. Data Hasil Eksperimen Turbin Angin Savonius Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan *Reynolds* $7,4 \times 10^4$; $8,6 \times 10^4$; $9,6 \times 10^4$; $11,7 \times 10^4$; $13,6 \times 10^4$; $15,5 \times 10^4$; dan $17,5 \times 10^4$.

Tabel B. 1 Data Hasil Eksperimen Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu $Re=7,4 \times 10^4$

Re = 74000													
Voltase	T (°C)	V (m/s)	n (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	r (m)	A (m ²)	ρ (kg/m ³)	λ	Td (Nm)	CoP	CM
140	28,5	3,8	189,203	19,8032	0	0	0,01269	0,092	1,17	0,80516	0	0	0
140	28,5	3,8	173,387	18,1478	24	50	0,01269	0,092	1,17	0,73785	0,00324	0,01989	0,02696
140	28,5	3,8	157,671	16,5029	30,2	70	0,01269	0,092	1,17	0,67097	0,00495	0,02769	0,04126
140	28,5	3,8	136,415	14,2781	36,4	90	0,01269	0,092	1,17	0,58052	0,00667	0,03226	0,05557
140	28,5	3,8	107,805	11,2836	39,5	100	0,01269	0,092	1,17	0,45877	0,00753	0,02878	0,06273
140	28,5	3,8	73,9563	7,74076	45,7	120	0,01269	0,092	1,17	0,31472	0,00925	0,02424	0,07703
140	28,5	3,8	52,5994	5,50541	48,8	130	0,01269	0,092	1,17	0,22384	0,01011	0,01884	0,08419
140	28,5	3,8	41,1151	4,30338	51,9	140	0,01269	0,092	1,17	0,17497	0,01097	0,01598	0,09134
140	28,5	3,8	0	0	55	160	0,01269	0,092	1,17	0	0,01058	0	0,08813

Tabel B. 2 Data Hasil Eksperimen Turbin Angin Savonius
Tanpa Silinder Pengganggu $Re=8,6 \times 10^4$

Re = 85500													
Voltase	T (°C)	V (m/s)	n (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	r (m)	A (m2)	ρ (kg/m3)	λ	Td (Nm)	CoP	CM
155	28,5	4,4	226,174	23,6729	0	0	0,01269	0,092	1,17	0,83124	0	0	0
155	28,5	4,4	204,314	21,3849	19	70	0,01269	0,092	1,17	0,7509	0,00635	0,02961	0,03944
155	28,5	4,4	193,635	20,2672	25,2	90	0,01269	0,092	1,17	0,71165	0,00807	0,03566	0,05011
155	28,5	4,4	179,33	18,7699	31,4	110	0,01269	0,092	1,17	0,65908	0,00978	0,04006	0,06078
155	28,5	4,4	162,91	17,0512	43,8	140	0,01269	0,092	1,17	0,59873	0,01198	0,04454	0,07439
155	28,5	4,4	147,497	15,438	56,2	160	0,01269	0,092	1,17	0,54208	0,01292	0,04351	0,08027
155	28,5	4,4	134,703	14,0989	68,6	180	0,01269	0,092	1,17	0,49506	0,01387	0,04265	0,08615
155	28,5	4,4	118,383	12,3907	81	200	0,01269	0,092	1,17	0,43508	0,01481	0,04004	0,09202
155	28,5	4,4	101,559	10,6298	93,4	220	0,01269	0,092	1,17	0,37325	0,01576	0,03654	0,0979
155	28,5	4,4	85,4407	8,94279	105,8	240	0,01269	0,092	1,17	0,31401	0,01671	0,03259	0,10378
155	28,5	4,4	78,1874	8,18361	118,2	260	0,01269	0,092	1,17	0,28736	0,01765	0,03151	0,10966
155	28,5	4,4	65,3934	6,84451	130,6	280	0,01269	0,092	1,17	0,24034	0,0186	0,02777	0,11553
155	28,5	4,4	57,1327	5,97989	143	300	0,01269	0,092	1,17	0,20998	0,01954	0,02549	0,12141
155	28,5	4,4	48,1669	5,04146	155,4	320	0,01269	0,092	1,17	0,17702	0,02049	0,02253	0,12729
155	28,5	4,4	33,4588	3,50202	180,2	350	0,01269	0,092	1,17	0,12297	0,02114	0,01615	0,13131
155	28,5	4,4	0	0	192,6	360	0,01269	0,092	1,17	0	0,02084	0	0,12945

Tabel B. 3 Data Hasil Eksperimen Turbin Angin Savonius
Tanpa Silinder Pengganggu $Re=9,6 \times 10^4$

Re = 96000													
Voltase	T (°C)	V (m/s)	n (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	r (m)	A (m2)	ρ (kg/m3)	λ	Td (Nm)	CoP	CM
160	28,5	5	255,48978	26,74126364	0	0	0,01269	0,092	1,17	0,82631	0	0	0
160	28,5	5	237,6588	24,8749544	19	80	0,01269	0,092	1,17	0,76864	0,007593823	0,02808	0,03653
160	28,5	5	222,64854	23,30388052	31,4	130	0,01269	0,092	1,17	0,72009	0,012274606	0,04252	0,05905
160	28,5	5	209,85456	21,96477728	43,8	170	0,01269	0,092	1,17	0,67871	0,015710499	0,05129	0,07557
160	28,5	5	204,71682	21,42702716	50	190	0,01269	0,092	1,17	0,66621	0,017428446	0,05551	0,08384
160	28,5	5	198,57168	20,78383584	56,2	210	0,01269	0,092	1,17	0,64222	0,019146393	0,05915	0,0921
160	28,5	5	192,42654	20,14064452	62,4	230	0,01269	0,092	1,17	0,62235	0,02086434	0,06246	0,10037
160	28,5	5	183,86364	19,24439432	68,6	250	0,01269	0,092	1,17	0,59465	0,022582286	0,0646	0,10863
160	28,5	5	172,98372	18,10562936	81	270	0,01269	0,092	1,17	0,55946	0,023528402	0,06332	0,11318
160	28,5	5	162,90972	17,05121736	93,4	290	0,01269	0,092	1,17	0,52688	0,024474518	0,06203	0,11773
160	28,5	5	152,5335	15,965173	105,8	310	0,01269	0,092	1,17	0,49332	0,025420633	0,06033	0,12229
160	28,5	5	144,77652	15,15327576	118,2	330	0,01269	0,092	1,17	0,46824	0,026366749	0,05939	0,12684
160	28,5	5	137,01954	14,34137852	130,6	340	0,01269	0,092	1,17	0,44315	0,026067976	0,05557	0,1254
160	28,5	5	129,867	13,592746	143	360	0,01269	0,092	1,17	0,42002	0,027014091	0,05458	0,12995
160	28,5	5	119,59152	12,51724576	155,4	370	0,01269	0,092	1,17	0,38678	0,027615318	0,04971	0,12851
160	28,5	5	101,76054	10,65093652	167,8	380	0,01269	0,092	1,17	0,32911	0,026416545	0,04182	0,12708
160	28,5	5	88,16064	9,22748032	180,2	390	0,01269	0,092	1,17	0,28513	0,026117771	0,03582	0,12564
160	28,5	5	81,71328	8,55265664	192,6	400	0,01269	0,092	1,17	0,26428	0,025818998	0,03282	0,1242
160	28,5	5	72,4452	7,5825976	205	410	0,01269	0,092	1,17	0,2343	0,025520225	0,02876	0,12276
160	28,5	5	46,95798	4,91493524	217,4	430	0,01269	0,092	1,17	0,15187	0,02646634	0,01934	0,12732
160	28,5	5	0,9198	0,0962724	229,8	460	0,01269	0,092	1,17	0,00297	0,028657345	0,00041	0,13786

Tabel B. 4 Data Hasil Eksperimen Turbin Angin Savonius
Tanpa Silinder Pengganggu $Re=11,7 \times 10^4$

Re = 117000													
Voltase	T (°C)	V (m/s)	n (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	r (m)	A (m ²)	ρ (kg/m ³)	λ	Td (Nm)	CoP	CM
165	28,5	6	424,431	44,4238	0	0	0,01269	0,092	1,17	1,14391	0	0	0
165	28,5	6	368,621	38,5823	19	100	0,01269	0,092	1,17	0,99349	0,01008	0,03347	0,03369
165	28,5	6	343,738	35,9779	31,4	140	0,01269	0,092	1,17	0,92643	0,01352	0,04184	0,04516
165	28,5	6	330,138	34,5545	43,8	170	0,01269	0,092	1,17	0,88978	0,01571	0,0467	0,05248
165	28,5	6	318,755	33,363	56,2	200	0,01269	0,092	1,17	0,8591	0,0179	0,05138	0,0598
165	28,5	6	310,595	32,5089	68,6	230	0,01269	0,092	1,17	0,8371	0,02009	0,05619	0,06712
165	28,5	6	300,017	31,4018	93,4	270	0,01269	0,092	1,17	0,8086	0,02198	0,05939	0,07344
165	28,5	6	282,488	29,5671	105,8	310	0,01269	0,092	1,17	0,76135	0,02542	0,06465	0,08492
165	28,5	6	272,213	28,4916	118,2	340	0,01269	0,092	1,17	0,73366	0,02761	0,06767	0,09224
165	28,5	6	248,136	25,9715	124,4	380	0,01269	0,092	1,17	0,66877	0,03182	0,07109	0,1063
165	28,5	6	222,246	23,2617	149,2	440	0,01269	0,092	1,17	0,59899	0,0362	0,07244	0,12093
165	28,5	6	202,4	21,1845	174	470	0,01269	0,092	1,17	0,5455	0,03685	0,06715	0,1231
165	28,5	6	182,655	19,1179	198,8	500	0,01269	0,092	1,17	0,49229	0,0375	0,06166	0,12526
165	28,5	6	122,009	12,7703	223,6	530	0,01269	0,092	1,17	0,32884	0,03814	0,0419	0,12742
165	28,5	6	105,286	11,02	248,4	560	0,01269	0,092	1,17	0,28376	0,03879	0,03677	0,12958
165	28,5	6	93,8021	9,81795	294,9	610	0,01269	0,092	1,17	0,25281	0,03923	0,03313	0,13104
165	28,5	6	84,131	8,80572	325,9	640	0,01269	0,092	1,17	0,22675	0,0391	0,02962	0,13062
165	28,5	6	61,8675	6,47547	356,9	680	0,01269	0,092	1,17	0,16674	0,04022	0,0224	0,13437
165	28,5	6	44,9432	4,70405	387,9	720	0,01269	0,092	1,17	0,12113	0,04134	0,01673	0,13811
165	28,5	6	0	0	418,9	740	0,01269	0,092	1,17	0	0,03997	0	0,13354

Tabel B. 5 Data Hasil Eksperimen Turbin Angin Savonius
Tanpa Silinder Pengganggu $Re=13,6 \times 10^4$

Re = 136000													
Voltase	T (°C)	V (m/s)	n (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	Rata2	r (m)	A (m ²)	ρ (kg/m ³)	λ	Td (Nm)	CoP	CM
170	28,5	7	472,786	49,4849	0	0	0,01269	0,092	1,17	1,0922	0	0	0
170	28,5	7	389,776	40,7966	19	180	0,01269	0,092	1,17	0,90044	0,02004	0,04429	0,04919
170	28,5	7	376,378	39,3942	31,4	230	0,01269	0,092	1,17	0,86949	0,02472	0,05276	0,06068
170	28,5	7	366,908	38,4031	43,8	260	0,01269	0,092	1,17	0,84761	0,02691	0,05599	0,06606
170	28,5	7	352,2	36,8636	56,2	300	0,01269	0,092	1,17	0,81363	0,03035	0,06061	0,07449
170	28,5	7	337,089	35,282	68,6	350	0,01269	0,092	1,17	0,77872	0,03503	0,06695	0,08598
170	28,5	7	326,713	34,196	81	380	0,01269	0,092	1,17	0,75475	0,03722	0,06895	0,09136
170	28,5	7	318,956	33,3841	93,4	410	0,01269	0,092	1,17	0,73683	0,03941	0,07128	0,09673
170	28,5	7	308,177	32,2558	118,2	460	0,01269	0,092	1,17	0,71193	0,04255	0,07435	0,10443
170	28,5	7	299,009	31,2963	143	500	0,01269	0,092	1,17	0,69075	0,04444	0,07534	0,10908
170	28,5	7	287,223	30,0627	167,8	550	0,01269	0,092	1,17	0,66353	0,04758	0,07748	0,11678
170	28,5	7	273,019	28,5759	192,6	600	0,01269	0,092	1,17	0,63071	0,05072	0,07851	0,12448
170	28,5	7	257,807	26,9838	242,2	680	0,01269	0,092	1,17	0,59557	0,0545	0,07967	0,13376
170	28,5	7	253,777	26,562	267	710	0,01269	0,092	1,17	0,58626	0,05515	0,07935	0,13535
170	28,5	7	235,946	24,6957	291,8	740	0,01269	0,092	1,17	0,54507	0,0558	0,07464	0,13694
170	28,5	7	228,189	23,8838	316,6	770	0,01269	0,092	1,17	0,52715	0,05644	0,07303	0,13853
170	28,5	7	211,466	22,1335	341,4	800	0,01269	0,092	1,17	0,48852	0,05709	0,06845	0,14012
170	28,5	7	199,075	20,8366	366,2	830	0,01269	0,092	1,17	0,45989	0,05774	0,06517	0,14171
170	28,5	7	186,281	19,4975	391	860	0,01269	0,092	1,17	0,43034	0,05839	0,06167	0,1433
170	28,5	7	176,006	18,422	415,8	890	0,01269	0,092	1,17	0,4066	0,05903	0,05891	0,14489
170	28,5	7	155,656	16,292	440,6	920	0,01269	0,092	1,17	0,35959	0,05968	0,05267	0,14647
170	28,5	7	148,705	15,5645	465,4	950	0,01269	0,092	1,17	0,34353	0,06033	0,05086	0,14806
170	28,5	7	138,329	14,4785	490,2	980	0,01269	0,092	1,17	0,31956	0,06097	0,04782	0,14965
170	28,5	7	129,263	13,5295	515	1010	0,01269	0,092	1,17	0,29861	0,06162	0,04516	0,15124
170	28,5	7	87,1532	9,12204	539,8	1040	0,01269	0,092	1,17	0,20134	0,06227	0,03077	0,15283
170	28,5	7	68,3149	7,15029	564,6	1070	0,01269	0,092	1,17	0,15782	0,06292	0,02437	0,15442
170	28,5	7	61,3638	6,42274	589,4	1110	0,01269	0,092	1,17	0,14176	0,06481	0,02255	0,15906
170	28,5	7	54,4127	5,6952	614,2	1140	0,01269	0,092	1,17	0,1257	0,06546	0,02019	0,16065
170	28,5	7	0	0	639	1170	0,01269	0,092	1,17	0	0,0661	0	0,16224

Tabel B. 6 Data Hasil Eksperimen Turbin Angin Savonius
Tanpa Silinder Pengganggu $Re=15,5 \times 10^4$

Re = 155600													
Voltase	T (°C)	V (m/s)	n (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	r (m)	A (m ²)	ρ (kg/m ³)	λ	Td (Nm)	CoP	CM
175	28,5	8	485,177	50,7819	0	0	0,01269	0,092	1,17	0,98072	0	0	0
175	28,5	8	414,558	43,3904	19	200	0,01269	0,092	1,17	0,83798	0,02253	0,03548	0,04234
175	28,5	8	396,425	41,4925	43,8	260	0,01269	0,092	1,17	0,80132	0,02691	0,04053	0,05057
175	28,5	8	376,982	39,4575	68,6	330	0,01269	0,092	1,17	0,76202	0,03254	0,0466	0,06115
175	28,5	8	355,323	37,1905	93,4	410	0,01269	0,092	1,17	0,71824	0,03941	0,05319	0,07406
175	28,5	8	334,369	34,9973	143	510	0,01269	0,092	1,17	0,67589	0,04569	0,05803	0,08585
175	28,5	8	318,452	33,3313	192,6	600	0,01269	0,092	1,17	0,64371	0,05072	0,06135	0,0953
175	28,5	8	311,3	32,5827	217,4	650	0,01269	0,092	1,17	0,62925	0,05385	0,06368	0,1012
175	28,5	8	305,356	31,9606	242,2	690	0,01269	0,092	1,17	0,61724	0,05575	0,06466	0,10475
175	28,5	8	294,879	30,864	267	740	0,01269	0,092	1,17	0,59606	0,05888	0,06595	0,11065
175	28,5	8	283,193	29,6409	291,8	780	0,01269	0,092	1,17	0,57244	0,06078	0,06537	0,1142
175	28,5	8	274,127	28,6919	316,6	810	0,01269	0,092	1,17	0,55411	0,06142	0,06396	0,11542
175	28,5	8	243,3	25,4654	391	910	0,01269	0,092	1,17	0,4918	0,06461	0,05971	0,12141
175	28,5	8	212,575	22,2495	465,4	1000	0,01269	0,092	1,17	0,42969	0,06655	0,05374	0,12506
175	28,5	8	204,112	21,3638	490,2	1030	0,01269	0,092	1,17	0,41259	0,0672	0,0521	0,12627
175	28,5	8	194,542	20,3621	515	1060	0,01269	0,092	1,17	0,39324	0,06785	0,05013	0,12749
175	28,5	8	173,689	18,1794	614,2	1160	0,01269	0,092	1,17	0,35109	0,06795	0,04483	0,12768
175	28,5	8	161,399	16,8931	663,8	1220	0,01269	0,092	1,17	0,32625	0,06924	0,04245	0,13011
175	28,5	8	144,575	15,1322	763	1320	0,01269	0,092	1,17	0,29224	0,06934	0,03808	0,1303
175	28,5	8	130,975	13,7087	862,2	1420	0,01269	0,092	1,17	0,26475	0,06944	0,03455	0,13048
175	28,5	8	113,849	11,9162	986,2	1550	0,01269	0,092	1,17	0,23013	0,07019	0,03035	0,13189
175	28,5	8	99,0406	10,3662	1110,2	1680	0,01269	0,092	1,17	0,2002	0,07093	0,02668	0,13329
175	28,5	8	88,3621	9,24857	1172,2	1760	0,01269	0,092	1,17	0,17861	0,07317	0,02456	0,1375
175	28,5	8	0	0	1239,2	1900	0,01269	0,092	1,17	0	0,08226	0	0,15458

Tabel B. 7 Data Hasil Eksperimen Turbin Angin Savonius
Tanpa Silinder Pengganggu $Re=17,5 \times 10^4$

Re = 175000														
Voltase	T (°C)	V (m/s)	n (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	r (m)	A (m ²)	ρ (kg/m ³)	λ	Td (Nm)	CoP	CM	
180	28,5	9	606,166	63,4453	0	0	0,01269	0,092	1,17	1,08915	0	0	0	
180	28,5	9	591,256	61,8848	24	70	0,01269	0,092	1,17	1,06236	0,00573	0,00903	0,0085	
180	28,5	9	558,415	58,4474	39,5	140	0,01269	0,092	1,17	1,00335	0,01251	0,01864	0,01858	
180	28,5	9	543,002	56,8342	55	190	0,01269	0,092	1,17	0,97565	0,01681	0,02434	0,02495	
180	28,5	9	532,424	55,727	70,5	230	0,01269	0,092	1,17	0,95665	0,01986	0,0282	0,02948	
180	28,5	9	518,522	54,272	86	270	0,01269	0,092	1,17	0,93167	0,02291	0,03168	0,03401	
180	28,5	9	500,087	52,3424	101,5	320	0,01269	0,092	1,17	0,89854	0,0272	0,03629	0,04039	
180	28,5	9	454,048	47,5237	132,5	440	0,01269	0,092	1,17	0,81582	0,03828	0,04637	0,05684	
180	28,5	9	437,325	45,7734	163,5	500	0,01269	0,092	1,17	0,78578	0,04189	0,04887	0,0622	
180	28,5	9	412,946	43,2217	225,5	600	0,01269	0,092	1,17	0,74197	0,04662	0,05136	0,06922	
180	28,5	9	395,518	41,3976	256,5	660	0,01269	0,092	1,17	0,71066	0,05023	0,053	0,07458	
180	28,5	9	374,363	39,1833	287,5	740	0,01269	0,092	1,17	0,67265	0,05633	0,05626	0,08364	
180	28,5	9	357,942	37,4646	318,5	810	0,01269	0,092	1,17	0,64314	0,06119	0,05843	0,09084	
180	28,5	9	329,433	34,4806	380,5	950	0,01269	0,092	1,17	0,59192	0,0709	0,06231	0,10526	
180	28,5	9	309,587	32,4035	411,5	1000	0,01269	0,092	1,17	0,55626	0,07326	0,06051	0,10877	
180	28,5	9	292,058	30,5688	442,5	1050	0,01269	0,092	1,17	0,52476	0,07563	0,05892	0,11228	
180	28,5	9	246,927	25,845	566,5	1250	0,01269	0,092	1,17	0,44367	0,08509	0,05605	0,12633	
180	28,5	9	225,167	23,5675	659,5	1370	0,01269	0,092	1,17	0,40458	0,08845	0,05313	0,13132	
180	28,5	9	183,763	19,2339	752,5	1500	0,01269	0,092	1,17	0,33018	0,09306	0,04562	0,13816	
180	28,5	9	86,7503	9,07986	783,5	1650	0,01269	0,092	1,17	0,15587	0,10787	0,02496	0,16016	
180	28,5	9	0	0	814,5	1950	0,01269	0,092	1,17	0	0,14136	0	0,20987	

Tabel B. 8 Data Hasil Eksperimen Turbin Angin Savonius
Degan Silinder Pengganggu $S/D=2,6$; $Re=7,4 \times 10^4$

Re = 74000														
Voltase	T (°C)	V (m/s)	n (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	r (m)	A (m ²)	ρ (kg/m ³)	λ	Td (Nm)	CoP	CM	
145	28,5	3,8	201,14	21,038	0	0	0,01269	0,092	1,17	0,85536	0	0	0	
145	28,5	3,8	173,27	18,1073	24	60	0,01269	0,092	1,17	0,73621	0,00448	0,02748	0,03732	
145	28,5	3,8	162,19	16,956	30,2	80	0,01269	0,092	1,17	0,6894	0,0062	0,03559	0,05163	
145	28,5	3,8	150,45	15,7	36,4	100	0,01269	0,092	1,17	0,63833	0,00792	0,04209	0,06594	
145	28,5	3,8	145,19	15,1767	42,6	110	0,01269	0,092	1,17	0,61705	0,00839	0,04312	0,06988	
145	28,5	3,8	142,31	14,8627	48,8	120	0,01269	0,092	1,17	0,60428	0,00886	0,04461	0,07382	
145	28,5	3,8	138,22	14,444	55	130	0,01269	0,092	1,17	0,58726	0,00934	0,04567	0,07776	
145	28,5	3,8	128,11	13,3973	61,2	140	0,01269	0,092	1,17	0,54471	0,00981	0,0445	0,0817	
145	28,5	3,8	119,2	12,4553	67,4	150	0,01269	0,092	1,17	0,50641	0,01028	0,04337	0,08564	
145	28,5	3,8	100,34	10,4667	79,8	170	0,01269	0,092	1,17	0,42555	0,01123	0,0398	0,09352	
145	28,5	3,8	93,15	9,734	92,2	180	0,01269	0,092	1,17	0,39576	0,01093	0,03603	0,09518	
145	28,5	3,8	80	8,37333	104,6	190	0,01269	0,092	1,17	0,34044	0,01063	0,03014	0,09891	
145	28,5	3,8	0	0	117	210	0,01269	0,092	1,17	0	0,01158	0	0,10679	

Tabel B. 9 Data Hasil Eksperimen Turbin Angin Savonius
Degan Silinder Pengganggu S/D=2,6; Re=8,6 x 10⁴

Re = 85500													
Voltase	T (°C)	V (m/s)	n (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	r (m)	A (m ²)	ρ (kg/m ³)	λ	Td (Nm)	CoP	CM
150	28,5	4,4	235,1	24,5967	0	0	0,01269	0,092	1,17	0,86368	0	0	0
150	28,5	4,4	218,13	22,8173	24	62	0,01269	0,092	1,17	0,8012	0,00473	0,02354	0,03248
150	28,5	4,4	200,4	20,9333	30,2	90	0,01269	0,092	1,17	0,73505	0,00744	0,03399	0,05243
150	28,5	4,4	193,25	20,2007	36,4	108	0,01269	0,092	1,17	0,70932	0,00891	0,03927	0,05692
150	28,5	4,4	182,09	19,0493	48,8	130	0,01269	0,092	1,17	0,66889	0,01011	0,042	0,06279
150	28,5	4,4	172,1	18,0027	61,2	152	0,01269	0,092	1,17	0,63214	0,0113	0,04439	0,06867
150	28,5	4,4	154,12	16,1187	73,6	180	0,01269	0,092	1,17	0,56599	0,01325	0,04657	0,08228
150	28,5	4,4	137,2	14,3393	86	200	0,01269	0,092	1,17	0,50351	0,01419	0,04439	0,08661
150	28,5	4,4	123,33	12,874	98,4	220	0,01269	0,092	1,17	0,45205	0,01514	0,04251	0,08785
150	28,5	4,4	102,05	10,676	110,8	240	0,01269	0,092	1,17	0,37487	0,01608	0,03745	0,08854
150	28,5	4,4	89,4	9,31533	123,2	250	0,01269	0,092	1,17	0,3271	0,01579	0,03207	0,08924
150	28,5	4,4	58,15	6,07067	135,6	260	0,01269	0,092	1,17	0,21316	0,01549	0,02051	0,09373
150	28,5	4,4	35	3,66333	148	270	0,01269	0,092	1,17	0,12863	0,01519	0,01214	0,09496
150	28,5	4,4	89	9,31533	135,6	264	0,01269	0,092	1,17	0,3271	0,01598	0,03248	0,09929
150	28,5	4,4	57,4	6,00787	148	322	0,01269	0,092	1,17	0,21096	0,02166	0,02839	0,13456
150	28,5	4,4	0	0	160,4	358	0,01269	0,092	1,17	0	0,0246	0	0,15281

Tabel B. 10 Data Hasil Eksperimen Turbin Angin Savonius
Degan Silinder Pengganggu S/D=2,6; Re=9,6 x 10⁴

Re = 96000													
Voltase	T (°C)	V (m/s)	n (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	r (m)	A (m ²)	ρ (kg/m ³)	λ	Td (Nm)	CoP	CM
145	28,5	5	291,1	30,458	0	0	0,01269	0,092	1,17	0,94115	0	0	0
145	28,5	5	276,22	28,888	24	80	0,01269	0,092	1,17	0,89264	0,00697	0,02994	0,03354
145	28,5	5	268,15	28,0507	48,8	130	0,01269	0,092	1,17	0,86677	0,01011	0,04215	0,04863
145	28,5	5	245,32	25,6433	73,6	200	0,01269	0,092	1,17	0,79238	0,01574	0,05998	0,07569
145	28,5	5	235,5	24,5967	98,4	240	0,01269	0,092	1,17	0,76004	0,01763	0,06445	0,0848
145	28,5	5	220,07	23,0267	123,2	280	0,01269	0,092	1,17	0,71152	0,01952	0,06681	0,0939
145	28,5	5	206,15	21,5613	148	320	0,01269	0,092	1,17	0,66625	0,02141	0,06862	0,103
145	28,5	5	195,04	20,41	172,8	350	0,01269	0,092	1,17	0,63067	0,02206	0,06692	0,10612
145	28,5	5	168,18	17,584	197,6	390	0,01269	0,092	1,17	0,54335	0,02395	0,0626	0,11522
145	28,5	5	149,09	15,5953	222,4	430	0,01269	0,092	1,17	0,4819	0,02584	0,05991	0,12432
145	28,5	5	130,11	13,6067	247,2	470	0,01269	0,092	1,17	0,42045	0,02774	0,0561	0,13342
145	28,5	5	121,09	12,6647	272	500	0,01269	0,092	1,17	0,39134	0,02838	0,05343	0,13654
145	28,5	5	104,05	10,8853	296,8	540	0,01269	0,092	1,17	0,33636	0,03028	0,04899	0,14564
145	28,5	5	95,5	9,94333	327,8	580	0,01269	0,092	1,17	0,30725	0,0314	0,0464	0,15103
145	28,5	5	82,4	8,58267	358,8	630	0,01269	0,092	1,17	0,2652	0,03376	0,04307	0,16241
145	28,5	5	69,1	7,222	389,8	670	0,01269	0,092	1,17	0,22316	0,03488	0,03745	0,1678
145	28,5	5	38	3,97733	420,8	700	0,01269	0,092	1,17	0,1229	0,03476	0,02055	0,1672
145	28,5	5	0	0	451,8	770	0,01269	0,092	1,17	0	0,03961	0	0,19055

Tabel B. 11 Data Hasil Eksperimen Turbin Angin Savonius
Degan Silinder Pengganggu S/D=2,6; Re=11,7 x 10⁴

Re = 117000														
Voltase	T (°C)	V (m/s)	n (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	S (gr)	r (m)	A (m ²)	ρ (kg/m ³)	λ	Td (Nm)	CoP	CM	
155	28,5	6	357,88	37,366	0	0	0,01269	0,092	1,17	0,96217	0	0	0	
155	28,5	6	334,12	34,9587	24	80	0,01269	0,092	1,17	0,90019	0,00697	0,02096	0,02329	
155	28,5	6	320,1	33,4933	55	150	0,01269	0,092	1,17	0,86245	0,01183	0,03407	0,03951	
155	28,5	6	311,15	32,5513	86	200	0,01269	0,092	1,17	0,8382	0,01419	0,03974	0,04741	
155	28,5	6	299,18	31,2953	117	260	0,01269	0,092	1,17	0,80585	0,0178	0,04792	0,05947	
155	28,5	6	284,5	29,7253	148	340	0,01269	0,092	1,17	0,76543	0,0239	0,06112	0,07985	
155	28,5	6	276,05	28,888	179	390	0,01269	0,092	1,17	0,74387	0,02627	0,06527	0,08775	
155	28,5	6	267,9	27,946	210	450	0,01269	0,092	1,17	0,71961	0,02988	0,07182	0,09981	
155	28,5	6	260,22	27,2133	241	490	0,01269	0,092	1,17	0,70074	0,031	0,07256	0,10355	
155	28,5	6	245,47	25,6433	303	560	0,01269	0,092	1,17	0,66032	0,03199	0,07057	0,10688	
155	28,5	6	230,76	24,0733	334	600	0,01269	0,092	1,17	0,61989	0,03311	0,06857	0,11062	
155	28,5	6	215,45	22,5033	365	640	0,01269	0,092	1,17	0,57946	0,03423	0,06627	0,11436	
155	28,5	6	208,4	21,7707	396	675	0,01269	0,092	1,17	0,56059	0,03473	0,06504	0,11603	
155	28,5	6	188,6	19,6773	427	710	0,01269	0,092	1,17	0,50669	0,03523	0,05963	0,11769	
155	28,5	6	170,15	17,7933	458	750	0,01269	0,092	1,17	0,45818	0,03635	0,05564	0,12143	
155	28,5	6	159,17	16,642	489	780	0,01269	0,092	1,17	0,42853	0,03623	0,05186	0,12102	
155	28,5	6	139,77	14,5487	520	810	0,01269	0,092	1,17	0,37463	0,0361	0,04518	0,1206	
155	28,5	6	90	9,42	582	860	0,01269	0,092	1,17	0,24257	0,03461	0,02804	0,14472	
155	28,5	6	0	0	644	880	0,01269	0,092	1,17	0	0,02938	0	0,13973	

Tabel B. 12 Data Hasil Eksperimen Turbin Angin Savonius
Degan Silinder Pengganggu S/D=2,6; Re=13,6 x 10⁴

Re = 136000													
Voltase	T (°C)	V (m/s)	n (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	r (m)	A (m ²)	ρ (kg/m ³)	λ	Td (Nm)	CoP	CM
165	28,5	7	417,5	43,646	0	0	0,01269	0,092	1,17	0,96333	0	0	0
165	28,5	7	383,82	40,0873	24	120	0,01269	0,092	1,17	0,88478	0,01195	0,02595	0,02933
165	28,5	7	366,44	38,308	55	210	0,01269	0,092	1,17	0,84551	0,0193	0,04004	0,04736
165	28,5	7	342,5	35,796	117	340	0,01269	0,092	1,17	0,79007	0,02776	0,05383	0,06813
165	28,5	7	322,12	33,7027	179	460	0,01269	0,092	1,17	0,74387	0,03498	0,06387	0,08586
165	28,5	7	307,24	32,1327	241	560	0,01269	0,092	1,17	0,70921	0,03971	0,06912	0,09747
165	28,5	7	288,18	30,144	303	660	0,01269	0,092	1,17	0,66532	0,04444	0,07257	0,10908
165	28,5	7	268,15	28,0507	365	770	0,01269	0,092	1,17	0,61912	0,05042	0,07661	0,12374
165	28,5	7	262,31	27,4227	427	850	0,01269	0,092	1,17	0,60526	0,05266	0,07822	0,12924
165	28,5	7	256,06	26,7947	489	930	0,01269	0,092	1,17	0,5914	0,0549	0,07969	0,13474
165	28,5	7	229,08	23,9687	551	1030	0,01269	0,092	1,17	0,52902	0,05963	0,07742	0,14635
165	28,5	7	222,14	23,236	613	1100	0,01269	0,092	1,17	0,51285	0,06063	0,07631	0,1488
165	28,5	7	208,9	21,7707	675	1170	0,01269	0,092	1,17	0,48051	0,06162	0,07267	0,15124
165	28,5	7	197,64	20,6193	737	1240	0,01269	0,092	1,17	0,4551	0,06262	0,06994	0,15368
165	28,5	7	172,73	18,0027	799	1320	0,01269	0,092	1,17	0,39734	0,06486	0,06325	0,15918
165	28,5	7	134,28	14,0253	892	1420	0,01269	0,092	1,17	0,30956	0,06573	0,04994	0,16132
165	28,5	7	82,4	8,58267	923	1460	0,01269	0,092	1,17	0,18943	0,06685	0,03108	0,16407
165	28,5	7	41	4,29133	1047	1600	0,01269	0,092	1,17	0,09472	0,06884	0,016	0,16896
165	28,5	7	0	0	1078	2020	0,01269	0,092	1,17	0	0,11727	0	0,18393

Tabel B. 13 Data Hasil Eksperimen Turbin Angin Savonius
Degan Silinder Pengganggu S/D=2,6; Re=15,5 x 10⁴

Re = 155600													
Voltase	T (°C)	V (m/s)	n (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	Rata2	r (m)	A (m ²)	ρ (kg/m ³)	λ	Td (Nm)	CoP	CM
175	28,5	8	469,44	49,0887	0	0	0,01269	0,092	1,17	0,94802	0	0	0
175	28,5	8	449,46	46,9953	24	100	0,01269	0,092	1,17	0,9076	0,00946	0,01614	0,01778
175	28,5	8	420,83	43,96	86	260	0,01269	0,092	1,17	0,84898	0,02166	0,03456	0,0407
175	28,5	8	405,62	42,39	148	360	0,01269	0,092	1,17	0,81866	0,02639	0,0406	0,04959
175	28,5	8	392,25	41,0293	210	460	0,01269	0,092	1,17	0,79238	0,03112	0,04634	0,05848
175	28,5	8	363,77	37,994	272	590	0,01269	0,092	1,17	0,73376	0,03959	0,05458	0,07439
175	28,5	8	346,59	36,2147	334	700	0,01269	0,092	1,17	0,6994	0,04556	0,05988	0,08562
175	28,5	8	325,68	34,0167	396	810	0,01269	0,092	1,17	0,65695	0,05154	0,06362	0,09685
175	28,5	8	304,07	31,8187	458	920	0,01269	0,092	1,17	0,6145	0,05751	0,06641	0,10807
175	28,5	8	295,2	30,8767	489	970	0,01269	0,092	1,17	0,59631	0,05988	0,0671	0,11252
175	28,5	8	280,07	29,3067	520	1030	0,01269	0,092	1,17	0,56599	0,06349	0,06752	0,1193
175	28,5	8	254,38	26,5853	613	1160	0,01269	0,092	1,17	0,51343	0,0681	0,0657	0,12796
175	28,5	8	228,52	23,864	675	1260	0,01269	0,092	1,17	0,46087	0,07283	0,06307	0,13685
175	28,5	8	208,66	21,7707	768	1380	0,01269	0,092	1,17	0,42045	0,07619	0,06019	0,14316
175	28,5	8	182,92	19,0493	861	1480	0,01269	0,092	1,17	0,36789	0,07706	0,05327	0,1448
175	28,5	8	154,46	16,1187	971	1610	0,01269	0,092	1,17	0,31129	0,07955	0,04653	0,14948
175	28,5	8	117,83	12,246	1131	1780	0,01269	0,092	1,17	0,2365	0,08079	0,03591	0,15182
175	28,5	8	75,29	7,85	1303	1950	0,01269	0,092	1,17	0,1516	0,08054	0,02295	0,15135
175	28,5	8	51	5,338	1617	2270	0,01269	0,092	1,17	0,10309	0,08129	0,01575	0,15275
175	28,5	8	0	0	1741	2450	0,01269	0,092	1,17	0	0,08826	0	0,16585

Tabel B. 14 Data Hasil Eksperimen Turbin Angin Savonius
Degan Silinder Pengganggu S/D=2,6; Re=17,5 x 10⁴

Re = 175000													
Voltase	T (°C)	V (m/s)	n (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	r (m)	A (m ²)	ρ (kg/m ³)	λ	Td (Nm)	CoP	CM
185	28,5	9	517,2	54,1127	0	0	0,01269	0,092	1,17	0,92893	0	0	0
185	28,5	9	470,77	49,1933	24	170	0,01269	0,092	1,17	0,84449	0,01818	0,02279	0,02699
185	28,5	9	440,24	46,0533	86	330	0,01269	0,092	1,17	0,79058	0,03038	0,03565	0,0451
185	28,5	9	411,56	43,018	148	460	0,01269	0,092	1,17	0,73848	0,03884	0,04259	0,05767
185	28,5	9	398,47	41,6573	210	550	0,01269	0,092	1,17	0,71512	0,04233	0,04494	0,06284
185	28,5	9	375,68	39,25	272	660	0,01269	0,092	1,17	0,67379	0,0483	0,04832	0,07171
185	28,5	9	340,23	35,5867	334	800	0,01269	0,092	1,17	0,6109	0,05801	0,05262	0,08613
185	28,5	9	321,88	33,598	396	910	0,01269	0,092	1,17	0,57677	0,06399	0,05479	0,095
185	28,5	9	307,47	32,1327	458	1010	0,01269	0,092	1,17	0,55161	0,06872	0,05628	0,10203
185	28,5	9	300,25	31,4	520	1100	0,01269	0,092	1,17	0,53903	0,0722	0,05779	0,1072
185	28,5	9	281,88	29,4113	582	1220	0,01269	0,092	1,17	0,50489	0,07942	0,05954	0,11792
185	28,5	9	274,36	28,6787	644	1310	0,01269	0,092	1,17	0,49232	0,08291	0,0606	0,1231
185	28,5	9	260,05	27,2133	706	1430	0,01269	0,092	1,17	0,46716	0,09013	0,06251	0,13382
185	28,5	9	241,9	25,2247	768	1540	0,01269	0,092	1,17	0,43302	0,09611	0,06179	0,14269
185	28,5	9	228,77	23,864	830	1630	0,01269	0,092	1,17	0,40967	0,09959	0,06057	0,14786
185	28,5	9	209,89	21,8753	892	1700	0,01269	0,092	1,17	0,37553	0,10059	0,05608	0,14934
185	28,5	9	186,55	19,468	1064	1890	0,01269	0,092	1,17	0,3342	0,10283	0,05102	0,15267
185	28,5	9	166,03	17,3747	1236	2060	0,01269	0,092	1,17	0,29827	0,10258	0,04543	0,1523
185	28,5	9	132,84	13,816	1298	2130	0,01269	0,092	1,17	0,23717	0,10357	0,03647	0,15378
185	28,5	9	117,43	12,246	1550	2390	0,01269	0,092	1,17	0,21022	0,10457	0,03264	0,15526
185	28,5	9	0	8,58267	1710	2560	0,01269	0,092	1,17	0,14734	0,10582	0,02315	0,21625

Tabel B. 15 Data Torsi Statis Turbin Angin Savonius Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada $Re = 7,4 \times 10^4$

Sudut	Ts (N-cm) $Re = 74000$	
	Tanpa Pengganggu	Dengan Pengganggu
0	0,26	0,48
10	0,92	0,96
20	1,26	1,44
30	1,76	1,88
40	1,22	1,36
50	0,94	0,98
60	0,26	0,58
70	-0,54	0,22
80	-1,14	0,06
90	-1,66	-0,4
100	-1,88	-0,8
110	-2,42	-1,34
120	-2,74	-1,5
130	-3,06	-1,9
140	-3,44	-1,96
150	-3,82	-2,3
160	-2,34	-1,36
170	-0,7	0,2
180	0,22	0,66

Tabel B. 16 Data Torsi Statis Turbin Angin Savonius Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada $Re = 8,6 \times 10^4$

Sudut	Ts (N-cm) $Re = 85500$	
	Tanpa Pengganggu	Dengan Pengganggu
0	0,7	0,84
10	1,24	1,48
20	1,76	1,92
30	2,28	2,6
40	1,7	1,84
50	1,2	1,44
60	0,72	0,86
70	0,34	0,62
80	0,12	0,42
90	-0,22	0,04
100	-0,56	-0,1
110	-0,8	-0,6
120	-0,98	-0,78
130	-1,1	-0,98
140	-1,58	-1,2
150	-2,66	-1,54
160	-1,1	-0,72
170	-0,2	0,1
180	0,68	0,76

Tabel B. 17 Data Torsi Statis Turbin Angin Savonius Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada $Re = 9,6 \times 10^4$

Sudut	Ts (N-cm) $Re = 96000$	
	Tanpa Pengganggu	Dengan Pengganggu
0	2,56	2,7
10	2,78	2,98
20	3,64	3,72
30	4,52	4,64
40	3,62	3,64
50	2,76	2,9
60	2,54	2,64
70	1,94	2,22
80	1,14	1,4
90	0,66	1,1
100	-0,14	0,52
110	-1,36	0,12
120	-2,42	-0,2
130	-1,32	-0,08
140	-0,1	0,28
150	0,68	0,88
160	1,16	1,375
170	1,92	1,92
180	2,52	2,62

Tabel B. 18 Data Torsi Statis Turbin Angin Savonius Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada $Re = 11,7 \times 10^4$

Sudut	Ts (N-cm) $Re = 117000$	
	Tanpa Pengganggu	Dengan Pengganggu
0	2,18	2,38
10	2,88	2,984
20	3,52	3,56
30	4,54	4,62
40	3,48	3,52
50	2,84	2,9
60	2,18	2,64
70	1,56	2
80	0,74	1,46
90	-0,02	0,94
100	-0,92	0,46
110	-1,54	-0,32
120	-2,38	-0,5
130	-1,52	-0,34
140	-0,96	0,34
150	-0,02	0,98
160	0,72	1,4
170	1,56	1,62
180	2,18	2,36

Tabel B. 20 Data Torsi Statis Turbin Angin Savonius Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada $Re = 13,6 \times 10^4$

Sudut	Ts (N-cm) $Re = 136000$	
	Tanpa Pengganggu	Dengan Pengganggu
0	2,5	2,72
10	3,12	3,54
20	3,82	4,06
30	4,78	4,8
40	3,84	4,2
50	3,16	3,6
60	2,52	2,72
70	1,88	2,32
80	1,18	1,68
90	0,38	1,38
100	-0,64	1,02
110	-1,08	0,68
120	-1,58	0,14
130	-1,78	0
140	-1,92	-0,3
150	-2,16	-0,88
160	-0,82	0,96
170	1,5	1,78
180	2,44	2,68

Tabel B. 21 Data Torsi Statis Turbin Angin Savonius Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada $Re = 15,5 \times 10^4$

Sudut	Ts (N-cm) $Re = 155000$	
	Tanpa Pengganggu	Dengan Pengganggu
0	3,04	3,06
10	3,68	3,76
20	4,22	4,24
30	4,84	4,86
40	4,18	4,22
50	3,66	3,72
60	3,06	3,16
70	2,52	2,64
80	2,12	2,14
90	1,78	1,78
100	1,48	1,5
110	1,04	1,12
120	0,46	0,52
130	-0,06	0,24
140	-0,78	-0,32
150	-1,46	-0,88
160	0,58	0,62
170	1,84	1,86
180	3,02	3,04

Tabel B. 22 Data Torsi Statis Turbin Angin Savonius Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada $Re = 17,5 \times 10^4$

Sudut	Ts (N-cm) $Re = 175000$	
	Tanpa Pengganggu	Dengan Pengganggu
0	2,82	3,16
10	3,48	3,92
20	4,4	4,64
30	5,08	5,26
40	4,36	4,56
50	3,52	4,02
60	2,8	3,1
70	2,34	2,68
80	1,96	2,14
90	1,52	1,6
100	0,86	1,24
110	0,44	0,7
120	-0,1	0,28
130	-0,7	-0,22
140	-1,3	-0,62
150	-1,72	-1,14
160	-0,08	0,84
170	1,52	2
180	2,86	3,14

C. Perhitungan Uncertainty Pengukuran

Saat melakukan eksperimen, alat ukur yang digunakan memiliki ketelitian sehingga hasil yang ditunjukkan memiliki nilai ketidakpastian (uncertainty). Untuk mengetahui nilai uncertainty tersebut maka dilakukan perhitungan nilai uncertainty pada eksperimen ini. Contoh perhitungan dilakukan di titik maksimum CoP turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu pada bilangan *Reynolds* 96000. Berikut merupakan perhitungan-perhitungan berbagai macam parameter *uncertainty*.

Uncertainty A (u_A) :

- $A = L \times H$

$$dA = \frac{\partial A}{\partial L} + \frac{\partial A}{\partial H}$$

$$dA = \frac{\partial(L \times H)}{\partial L} + \frac{\partial(L \times H)}{\partial H}$$

$$dA = H + L$$

- $u_{A,L} = \frac{\delta_{A,L}}{A} = \frac{L}{A} \frac{\partial A}{\partial L} u_L$

$$= \frac{L}{(L \times H)} \cdot H \cdot u_L$$

$$= u_L$$

- $u_{A,H} = \frac{\delta_{A,H}}{A} = \frac{H}{A} \frac{\partial A}{\partial H} u_H$

$$= \frac{H}{(L \times H)} \cdot L \cdot u_H$$

$$= u_H$$

- $u_A = \pm \{ [u_L]^2 + [u_H]^2 \}^{\frac{1}{2}}$

$$u_A = \pm \{ [0,00324]^2 + [0,00336]^2 \}^{\frac{1}{2}}$$

$$u_A = \pm 0,004662$$

$$u_A = 0,4662\%$$

Uncertainty ρ (u_ρ) :

- $\rho \times T = C$

$$\rho = \frac{C}{T} = C \times T^{-1}$$

$$d\rho = \frac{d\rho}{dT} = C \times -T^{-2}$$

- $u_{\rho,T} = \frac{\partial \rho, T}{\rho} = \frac{T}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial T} u_T$

$$= \frac{T}{(C \times T^{-1})} \cdot (C \times -T^{-2}) \cdot u_T$$

$$= -u_T$$

- $u_\rho = \pm [(-u_T)]^{\frac{1}{2}}$

$$u_\rho = \pm u_T$$

$$u_\rho = \pm 0,0035$$

$$u_\rho = \pm 0,35\%$$

Uncertainty Re (u_{Re}) :

- $Re = Re(\rho, V, L, \mu) = \frac{\rho V L}{\mu}$

$$dRe = \frac{\partial Re}{\partial \rho} + \frac{\partial Re}{\partial V} + \frac{\partial Re}{\partial L} + \frac{\partial Re}{\partial \mu}$$

$$\frac{\partial Re}{\partial \rho} = \frac{VL}{\mu}$$

$$\frac{\partial Re}{\partial V} = \frac{\rho L}{\mu}$$

$$\frac{\partial Re}{\partial L} = \frac{\rho V}{\mu}$$

$$\frac{\partial Re}{\partial \mu} = -\frac{\rho V L}{\mu^2}$$

- $u_{Re,\rho} = \frac{\delta_{Re,\rho}}{Re} = \frac{\rho}{Re} \frac{\partial Re}{\partial \rho} u_\rho = \rho \frac{\mu}{\rho VL} \frac{VL}{\mu} u_\rho = u_\rho$
- $u_{Re,V} = \frac{\delta_{Re,V}}{Re} = \frac{V}{Re} \frac{\partial Re}{\partial V} u_V = V \frac{\mu}{\rho VL} \frac{VL}{\mu} u_V = u_V$
- $u_{Re,L} = \frac{\delta_{Re,L}}{Re} = \frac{L}{Re} \frac{\partial Re}{\partial V} u_L = L \frac{\mu}{\rho VL} \frac{VL}{\mu} u_L = u_L$
- $u_{Re,\mu} = \frac{\delta_{Re,\mu}}{Re} = \frac{\mu}{Re} \frac{\partial Re}{\partial \mu} u_\mu$
 $= \mu \frac{\mu}{\rho VL} \left(-\frac{\rho VL}{\mu^2} \right) u_\mu = -u_\mu$
- $u_{Re} = \left[(u_\rho)^2 + (u_V)^2 + (u_L)^2 + (-u_\mu)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$
 $u_{Re} = \left[u_\rho^2 + u_V^2 + u_L^2 + u_\mu^2 \right]^{\frac{1}{2}}$
 $u_{Re} = \pm \{ [0,00351]^2 + [0,002]^2 + [0,00324]^2$
 $+ [0,01]^2 \}^{\frac{1}{2}}$
 $u_{Re} = \pm 0,0113$
 $u_{Re} = \pm 1,13\%$

Uncertainty T_d (u_{T_d}) :

- $T_d = (s - m) \times g \times r$
 $dT_d = \frac{\partial T_d}{\partial (s - m)} + \frac{\partial T_d}{\partial r}$
 $dT_d = \frac{\partial ((s - m) \times r)}{\partial (s - m)} + \frac{\partial ((s - m) \times r)}{\partial r}$
 $dT_d = r + (s - m)$
- $u_{T_d,(s-m)} = \frac{\delta_{T_d,(s-m)}}{T_d}$
 $= \frac{(s - m)}{T_d} \frac{\partial T_d}{\partial (s - m)} u_{(s-m)}$
 $= \frac{(s - m)}{((s - m) \times r)} \cdot r \cdot u_{(s-m)}$

$$\begin{aligned}
 &= u_{(s-m)} \\
 \bullet \quad u_{T_d,r} &= \frac{\delta T_d r}{T_d} \\
 &= \frac{r}{T_d} \frac{\partial T_d}{\partial r} u_r \\
 &= \frac{r}{((s-m) \times r) \cdot (s-m)} \cdot u_r \\
 &= u_r
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 u_{T_d} &= \pm \{ [u_{(s-m)}]^2 + [u_r]^2 \}^{\frac{1}{2}} \\
 u_{T_d} &= \pm \{ [0,0551]^2 + [0,00078]^2 \}^{\frac{1}{2}} \\
 u_{T_d} &= \pm 0,055 \\
 u_{T_d} &= \pm 5,51\%
 \end{aligned}$$

Uncertainty Tip Speed Ratio (u_λ) :

$$\begin{aligned}
 \bullet \quad \lambda &= \frac{\omega R}{V} & \lambda &= \omega R V^{-1} \\
 \bullet \quad d\lambda &= \frac{\partial \lambda}{\partial \omega} + \frac{\partial \lambda}{\partial R} + \frac{\partial \lambda}{\partial V} \\
 & & \frac{\partial \lambda}{\partial \omega} &= R V^{-1} \\
 & & \frac{\partial \lambda}{\partial R} &= \omega V^{-1} \\
 & & \frac{\partial \lambda}{\partial V} &= -V^{-2} R \omega \\
 \bullet \quad u_{\lambda,\omega} &= \frac{\partial \lambda, \omega}{\lambda} = \frac{\omega}{\lambda} \frac{\partial \lambda}{\partial \omega} u_\omega \\
 & & &= \frac{\omega}{\omega R V^{-1}} \cdot (R V^{-1}) \cdot u_\omega \\
 & & &= u_\omega
 \end{aligned}$$

- $$u_{\lambda,R} = \frac{\delta\lambda,R}{\lambda} = \frac{R}{\lambda} \frac{\partial\lambda}{\partial R} u_R$$

$$= \frac{R}{\omega R V^{-1}} \cdot (\omega V^{-1}) \cdot u_R$$

$$= u_R$$
- $$u_{\lambda,V} = \frac{\delta\lambda,V}{\lambda} = \frac{V}{\lambda} \frac{\partial\lambda}{\partial R} u_V$$

$$= \frac{V}{\omega R V^{-1}} \cdot (-V^{-2} R \omega) \cdot u_V$$

$$= u_V$$
- $$u_\lambda = \pm \left[[u_\omega]^2 + [u_R]^2 + [u_V]^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$u_\lambda = \pm \{ u_\omega^2 + u_R^2 + u_V^2 \}^{\frac{1}{2}}$$

$$u_\lambda = \pm \{ 0,00053191^2 + 0,006472492^2 + 0,002^2 \}^{\frac{1}{2}}$$

$$u_\lambda = \pm 0,0068$$

$$u_\lambda = \pm 0,68\%$$

Uncertainty Coefficient of Moment (u_{Cm}) :

- $$Cm = \frac{T_D}{\frac{1}{2} \rho A v^2 R}$$
- $$Cm = 2T_D \rho^{-1} A^{-1} v^{-2} R^{-1}$$
- $$dCm = \frac{\partial Cm}{\partial T_D} + \frac{\partial Cm}{\partial \rho} + \frac{\partial Cm}{\partial A} + \frac{\partial Cm}{\partial v} + \frac{\partial Cm}{\partial v} + \frac{\partial Cm}{\partial R}$$

$$\frac{\partial Cm}{\partial T_D} = (2\rho^{-1} A^{-1} V^{-2} R^{-1})$$

$$\frac{\partial Cm}{\partial \rho} = (-2\rho^{-2} T_D A^{-1} V^{-2} R^{-1})$$

$$\frac{\partial Cm}{\partial A} = (-2A^{-2} T_D \rho^{-1} V^{-2} R^{-1})$$

$$\frac{\partial Cm}{\partial V} = (-4V^{-3} T_D \rho^{-1} A^{-1} R^{-1})$$

$$\frac{\partial Cm}{\partial R} = (-2R^{-2} T_D \rho^{-1} A^{-1} V^{-2})$$

- $u_{Cm,T_D} = \frac{\delta C_{m,T_D}}{Cm} = \frac{T_D}{Cm} \frac{\delta Cm}{\delta T_D} u_{T_D} = u_{T_D}$
- $u_{Cm,\rho} = \frac{\delta C_{m,\rho}}{Cm} = \frac{\rho}{Cm} \frac{\delta Cm}{\delta \rho} u_{\rho} = -u_{\rho}$
- $u_{Cm,A} = \frac{\delta C_{m,A}}{Cm} = \frac{A}{Cm} \frac{\delta Cm}{\delta A} u_{\rho} = -u_A$
- $u_{Cm,V} = \frac{\delta C_{m,V}}{Cm} = \frac{V}{Cm} \frac{\delta Cm}{\delta V} u_{\rho} = -2u_V$
- $u_{CM} = \pm \{ u_{Td}^2 + u_{\rho}^2 + (-2u_V)^2 + (-u_A)^2 \}^{\frac{1}{2}}$
 $u_{Cm} = \pm [0,055^2 + 0,00351^2 + 0,002^2 + 0,004662^2]^{\frac{1}{2}}$
 $u_{Cm} = \pm 0,055$
 $u_{Cm} = \pm 5,55\%$

Uncertainty Coefficient of Power (u_{CoP}) :

- $CoP = \lambda \cdot Cm$
 $CoP = \lambda \cdot Cm$
 $dCoP = \frac{\partial CoP}{\partial \lambda} + \frac{\partial CoP}{\partial Cm}$
 $\frac{\partial CoP}{\partial \lambda} = Cm$
 $\frac{\partial CoP}{\partial Cm} = \lambda$
- $u_{CoP,\lambda} = \frac{\delta CoP,\lambda}{CoP}$
 $u_{CoP,\lambda} = \frac{\lambda}{CoP} \frac{\delta CoP}{\delta \lambda} u_{\lambda}$
 $u_{CoP,\lambda} = u_{\lambda}$
- $u_{CoP,Cm} = \frac{\delta CoP,Cm}{CoP}$
 $u_{CoP,Cm} = \frac{Cm}{CoP} \frac{\delta CoP}{\delta Cm} u_{Cm}$
 $u_{CoP,Cm} = u_{Cm}$

- $$u_{CoP} = \pm\{[u_{Cm}]^2 + [u_{\lambda}]^2\}^{\frac{1}{2}}$$

$$u_{CoP} = \pm\{[0,055]^2 + [0,0068]^2\}^{\frac{1}{2}}$$

$$u_{CoP} = \pm 0,056$$

$$u_{CoP} = \pm 5,59\%$$

Tabel C. 1 Hasil perhitungan uncertainty untuk beberapa parameter turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu pada CoP maksimum dengan bilangan *Reynolds* 96000.

Uncertainty	
Parameter	u %
λ	0,68
ρ (kg/m ³)	0,35
A (m ²)	0,47
Td (Nm)	5,51
CoP	5,59
Cm	5,55
Re	1,13

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Deda Altan Burcin, Atilgan Mehmet, dan Ozdamar Aydogan. 2008. **An Experimental Study on Improvement of a Savonius Rotor Performance with Curtaining**, *Journal Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol 32, Page Paper 1673-1678
- [2] Fox, Robert W. dan Mc. Donald, Alan T. 1998. **Introduction to Fluid Mechanics, 5th Edition**. John Wiley and Son, Inc:New York.
- [3] J.J Wang, P.F. Zhang, S.F. LU, dan K.WU. 2006. **Drag Reduction of a Circular Cylinder Using an Upstream Rod**, *Journal Flow, Turbulence, and Combustion*, Vol 76, Page paper 83-101
- [4] Mohamed MH, Janiga G, Pap E, dan Thevenin D. 2010. **Optimization of Savonius Turbines Using an Obstacle Shielding the *Returning blade***, *Journal Renewable Energy*, Vol 35, Page Paper 2618-2626
- [5] Mujahidin, Fikri., 2019. **Studi Eksperimen Pengaruh Silinder Pengganggu Terhadap Performa Turbin Angin Savonius** “Studi Kasus $d/D = 0,5$; $S/D = 2,0$; $2,2$; $2,4$; $2,6$; $2,8$; dengan Bilangan Reynolds = $9,6 \times 10^4$; $13,4 \times 10^4$; $17,3 \times 10^4$; $y/D = 0,5$ ”. Surabaya: ITS.
- [6] N.H. Mahmoud, A.A. El-Haroun, E.Wahba, and M.H. Nasef. **An experimental study on improvement of Savonius rotor performance**. *Alexandria Engineering Journal* (2012) **51**, 19-25.

- [7] Tri Yogi, Y, D. Suprayogi, dan E. Spirda. 2009. **Reducing the Drag on a Cylinder by Upstream Installation of an I type Bluff Body as Passive Control**, *Journal Mechanical Engineering Science*, Vol 223 Part C, Page Paper 2291-2296.
- [8] Tsutsui, T dan Igarashi, T. 2002. **Drag Reduction on Circular Cylinder in an Air-Stream**, *Journal of Wind Engineering And Industrial Aerodynamic*, Vol 90, Page Paper 527-541
- [9] Retno Dewi dan Tri Yogi. 2016. **Studi Eksperimen Pengaruh Silinder Pengganggu di Depan *Returning blade* Turbin Angin Savonius Terhadap Performa Turbin** in *Jurnal Teknik ITS* Vol. 4, No. 1, (2015) ISSN: 2337-3539 (2301-9271 Print)
- [10] Rizki Maghfira dan Tri Yogi. 2016. **Studi Eksperimen Pengaruh Jarak Antara Silinder Pengganggu Sirkular Dengan *Returning blade* Turbin Angin Savonius Terhadap Performa Turbin**.
- [11] Rustam, J. A., 2017. **Studi Eksperimen Pengaruh Silinder Pengganggu Terhadap Performa Turbin Angin Savonius “Studi Kasus $d/D = 0,5$; $S/D = 2,0$; dengan Bilangan $Reynolds = 9,7 \times 10^4$; $14,5 \times 10^4$; $17,8 \times 10^4$; $y/D = 0,0$; $0,25$; $0,5$ ”**. Surabaya: ITS.
- [12] Sakti et Al. 2019. **Penelitian Eksperimental dan Numerik Efek Silinder Tipe I65° terhadap Kinerja Turbin Angin Savonius**. *International Journal of Mechanical & Mechatronics Engineering IJMME-IJENS*, Vol,19 No,05
- [13] Takeda K. a dan M. Kato b. **Wind tunnel blockage effects on drag coefficient and wind- induced vibration**.

Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 41-44
(1992) 897-908 897 Elsevie

BIODATA PENULIS



Penulis, Afyah Shuhufam Muthohharoh, Dilahirkan di Kabupaten Lumajang pada tanggal 24 mei 1998. Anak kedua dari dua bersaudara, pasangan dari Bapak Syahri Ramadhan dan Ibu Agusta Hariani. Penulis menyelesaikan pendidikan di Sekolah Dasar di SD Citra Harapan di Kecamatan Gunung Putri, Kabupaten Bogor pada tahun pada tahun 2010. Pada tahun itu juga penulis melanjutkan Pendidikan di SMP Negeri 11

Kota Bogor, dan tamat pada tahun 2013 kemudian melanjutkan Sekolah Menengah Atas di SMA Negeri 5 Kota Bogor pada tahun 2013 dan seslesai pada tahun 2016. Pada tahun 2016 penulis melanjutkan pendidikan di perguruan tinggi negeri, tepatnya di Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem pada Program Studi Teknik Mesin.

Semasa kuliah, Penulis aktif menjadi Asisten Praktikum pada Laboratorium Mekanika dan Mesin-Mesin Fluida (2018-2019) dan Asisten Dosen Mekanika Fluida I dan II (2018-2019). Penulis dapat dihubungi melalui email :
afiyahshuhufam@gmail.com