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 = 2,0; Kecepatan = 3,8 m/s, 4,4 m/s, 5 m/s, 6 m/s, 7 m/s, 8 m/s, dan 9 m/s."

Vega Nabila Arif
NRP. 021116400000043

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 = 2,0; Kecepatan = 3,8 m/s, 4,4 m/s, 5 m/s, 6 m/s, 7 m/s, 8 m/s, dan 9 m/s."

Vega Nabila Arif
02111640000043

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 STUDY OF IMPROVING SAVONIUS WIND TURBINE'S PERFORMANCE BY PLACING A CIRCULAR CYLINDER IN FRONT OF ITS RETURNING BLADE

"Case Study for Variations of Disturbance Cylinder d/D = 0.5; y/D = 0.5; S/D = 2.0; Wind Speed = 3.8 m/s, 4.4 m/s, 5 m/s, 6 m/s, 7 m/s, 8 m/s, and 9 m/s."

Vega Nabila Arif
02111640000043

Advisory Lecturer
Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA.

BACHELOR'S DEGREE
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY AND SYSTEM ENGINEERING
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
SURABAYA 2020

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 = 2,0; Kecepatan = 3,8 m/s, 4,4 m/s, 5 m/s, 6 m/s, 7 m/s, 8 m/s, dan 9 m/s"

TUGAS AKHIR

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

Oleh :

Vega Nabila Arif
NRP. 02111640000043

Disetujui oleh:

1. Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA. (Pembimbing)
   NIP. 196001291987011001

2. Nur Ikhwan, S.T., M.Eng. (Penguji I)
   NIP. 196709151995121001

3. Dr. Wawan Aries Widodo, S.T., M.T. (Penguji II)
   NIP. 197104051997021001

4. Vivien Suphandani D., S.T., ME., PhD. (Penguji III)
   NIP. 198105292003122001

SURABAYA
AGUSTUS, 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 = 2,0; Kecepatan = 3,8 m/s, 4,4 m/s, 5 m/s, 6 m/s, 7 m/s, 8 m/s, dan 9 m/s"

Nama : **Vega Nabila Arif**

NRP : **02111640000043**

Departemen : **Teknik Mesin ITS**

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

ABSTRAK

Seiring meningkatnya jumlah penduduk di Indonesia, kebutuhan energi yang dibutuhkan oleh masyarakat juga semakin besar. Dengan menurunnya jumlah produksi minyak bumi selama sepuluh tahun terakhir, dibutuhkan sumber energi terbarukan yang dapat menyuplai kebutuhan masyarakat. Berdasarkan Peraturan Pemerintah (PP) no. 79 tahun 2014 tentang Kebijakan Energi Nasional, target bauran energi terbarukan pada tahun 2025 paling sedikit 23%. Menurut data ditjen energi baru terbarukan dan konservasi energi (EBTKE) pada tahun 2014, Indonesia memiliki potensi energi angin terbarukan sebesar 970 MW dengan kecepatan angin rata-rata sebesar 3 m/s sampai dengan 6 m/s. Dengan potensi angin yang dimiliki Indonesia, turbin angin jenis Savonius dinilai cocok untuk memanfaatkan energi angin yang ada. Peningkatan performa dari turbin angin Savonius dapat dilakukan dengan menambahkan *disturbance body* didepan *returning blade* turbin sehingga didapatkan nilai efisiensi yang lebih baik. Pada

penelitian ini digunakan silinder sirkular sebagai pengganggu didepan *returning blade* turbin angin Savonius.

Studi eksperimen ini dilakukan dengan menggunakan turbin angin Savonius yang memiliki dua sudu dengan diameter sudu turbin (D) sebesar 167 mm, tinggi turbin (H) sebesar 298 mm, diameter poros (b) sebesar 19,56 mm, diameter *endplate* (D_0) sebesar 320 mm, serta ketebalan sudu turbin (t) sebesar 3 mm. Silinder pengganggu yang digunakan pada eksperiman ini memiliki diameter (d) sebesar 83 mm, tinggi (h) sebesar 500 mm, dengan rasio posisi silinder pengganggu yang tegak lurus arah datangnya aliran angin dengan diameter sudu turbin Savonius (y/D) sebesar 0,5, rasio diameter silinder pengganggu terhadap diameter turbin angin Savonius (d/D) sebesar 0,5, dan rasio jarak antara pusat turbin angin Savonius dengan pusat silinder pengganggu terhadap diameter sudu turbin angin Savonius (S/D) sebesar 2,0 yang diletakkan di depan *returning blade* turbin yang bertujuan untuk meningkatkan selisih gaya *drag* yang dihasilkan antara *advancing blade* dan *returning blade*. Pada penelitian ini digunakan pula *axial fan* sebagai sumber aliran udara dengan bantuan *honeycomb* yang berfungsi untuk menyeragamkan aliran. Pada penelitian ini digunakan anemometer untuk mengukur kecepatan aliran angin, *torque meter* untuk mengukur torsi statis, *brake dynamometer* untuk mengukur torsi dinamis, serta *tachometer* untuk mengukur kecepatan putar poros. Penelitian ini dilakukan pada kecepatan 3,8 m/s, 4,4 m/s, 5 m/s, 6 m/s, 7 m/s, 8 m/s, dan 9 m/s.

Hasil yang didapatkan dari penelitian ini adalah penambahan silinder sirkular sebagai pengganggu didepan *returning blade* turbin pada posisi peletakan y/D sebesar 0,5, rasio ukuran d/D = 0,5, pada penempatan jarak silinder sirkular (S/D) sebesar 2,0 paling efektif menaikkan nilai dari CoP yang dimiliki turbin pada kecepatan angin 5 m/s atau setara dengan bilangan Reynolds sebesar 97000. Kenaikan CoP optimum

yang dialami turbin adalah sebesar 1,76 kali dibandingkan dengan nilai CoP turbin tanpa silinder pengganggu. Selain itu dari penelitian ini juga didapatkan bahwa penempatan silinder sirkular didepan *returning blade* mampu menaikkan nilai torsi statis yang dimiliki turbin pada seluruh variasi kecepatan, sehingga turbin memiliki *self-starting* yang lebih baik.

Kata kunci: Turbin angin Savonius, Gaya *Drag*, Silinder Sirkular*, Coefficient of Power, Coefficient of Moment.*

EXPERIMENTAL STUDY OF IMPROVING SAVONIUS WIND TURBINE'S PERFORMANCE BY PLACING A CIRCULAR CYLINDER IN FRONT OF ITS RETURNING BLADE

"Case Study for Variations of Disturbance Cylinder d/D = 0.5; y/D = 0.5; S/D = 2.0; Wind Speed = 3.8 m/s, 4.4 m/s, 5 m/s, 6 m/s, 7 m/s, 8 m/s, and 9 m/s"

Name : **Vega Nabila Arif**

NRP : **02111640000043**

Department : **Mechanical Engineering ITS**

Advisor : **Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA.**

ABSTRACT

As Indonesian's population growth has been increasing every year, the energy needs of the population have been increasing either. This happened along with the decreasing production of crude oil for the last ten years. In order to make sure the energy of the people is fulfilled, the use of renewable energy could be the answer. Based on the Government Regulation no. 79 in 2014 about the Policy of National Energy, the target usage of renewable energy by the year 2025 is about 23% among other energy sources. Based on Directorate of Renewable Energy's (EBTKE) data that published in 2014, Indonesia's wind energy has a potential of 970 MW with the general wind speed distribution range of 3 m/s to 6 m/s. With this wind speed distribution potential that Indonesia have, Savonius wind turbine is the wind turbine type that could operate in this average speed to fulfil the energy needs. Although it could be used in such low wind velocities, this type of turbine has the smallest amount of coefficient of power compared to other wind turbines. Therefore, the improvement

of the Savonius wind turbine is needed to optimize its function due to the use of wind energy as one of the renewable energy source. Savonius wind turbine's performance could be improved by placing a disturbance body in front of its returning blade so that the coefficient of power would be increased. In this study, a circular cylinder is used as a disturbance body in front of the returning blade of the Savonius wind turbine.

This experimental study is done by using a single-stage and double blades Savonius wind turbine with the size of its turbine diameter (D) of 167 mm, the turbine height (H) with the size of 298 mm, the shaft diameter (b) with the size of 19.56 mm, the endplate diameter (D_0) with the size of 320 mm, and the thickness of the rotor (t) at the size of 3 mm. Meanwhile, the size of the disturbance body that used in this experiment has the size of diameter (d) of 84 mm and height (h) of 500, with the ratio of y/D at the amount of 0.5, d/D at the amount of 0.5, and also the ratio of S/D at the amount of 2.0 located in front of the returning blade that intends to increase the drag force's difference that happens between advancing and returning blade. In this experimental study, the axial fan is used as a wind source with the help of honeycomb to uniforming the fluid flow. Also, in this study the anemometer is used to measure the wind speed; torque meter used to measure the amount of the static torque; brake dynamometer used to measure the dynamic torque, and tachometer is used to measure the speed of the rotating shaft. This experimental study is measured at the wind speed of 3.8 m/s, 4.4 m/s, 5 m/s, 6 m/s, 7 m/s, 8 m/s, and 9 m/s.

The results of this experimental study show that the addition of the circular cylinder in front of the Savonius wind turbine's returning blade at the position of y/D 0.5; with the ratio of d/D 0,5; at the placement (S/D) of 2.0 most effective increasing the power coefficient of the Savonius wind turbine at the speed of 5 m/s which is also equal to the Reynolds number

of 97000. The increasing of the power coefficient is as much as 1.76 times compared to the turbine's power coefficient without the addition of the disturbance circular cylinder. Also in this experimental obtained that by placing a circular cylinder in front of the Savonius wind turbine's returning blade, the amount of the static torque is increasing at all variance of the wind speed, this indicates the Savonius wind turbine has a better self-starting.

Keywords: Savonius wind Turbine, Drag Force, Circular Cylinder, Coefficient of Power, Coefficient of Moment

KATA PENGANTAR

Puji syukur kehadirat Allah SWT atas rahmat dan karunianya-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir yang berjudul “Studi Eksperimen Peningkatan Kinerja Turbin Angin Savonius dengan Penempatan Silinder Sirkular didepan *Returning Blade* Turbin” sebagai salah satu syarat kelulusan menyelesaikan pendidikan program Sarjana (S1) Departemen Teknik Mesin ITS.

Dalam menyelesaikan tugas akhir ini, penulis mendapatkan banyak bantuan serta motivasi dari orang-orang terdekat penulis. Oleh sebab itu penulis ingin menyampaikan terima kasih sebesar-besarnya kepada:

1. Kedua orang tua penulis, Bapak Wahyudin Arif dan Ibu Asri Widyastuti yang selalu memberikan doa dan dukungan kepada penulis selama masa perkuliahan.
2. Bapak Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA., selaku pembimbing tugas akhir penulis. Terima kasih atas waktu, ilmu, serta motivasi yang diberikan kepada penulis.
3. Bapak Nur Ikhwan, S.T., M.Eng, Ibu Vivien Suphandani Djanali, S.T., M.E., Ph.D, serta Bapak Dr. Wawan Aries Widodo, S.T., M.T., selaku dosen penguji tugas akhir atas kritik dan saran yang diberikan kepada penulis.
4. Seluruh anggota kelompok 7 tugas akhir bimbingan Prof. Triyogi yang telah memberi bantuan selama pelaksanaan penyusunan tugas akhir.
5. Teman-teman dekat penulis: Suksmatatya Paramesti, Laksita Anggadewi, M. Almeir Wirma, Maulana Hanif L. M., Hasnatiwi Karina F., Ersalina Adani, Emy Fadlillah, Putri Nabila A., Prismardana A., atas dukungan yang diberikan selama proses perkuliahan.
6. Teman lama penulis: Desmayanti Sekar P., Fibrilatifa Adityawitari, Syalvira Ayu H., M. Naufal A., Fadila

Akbar, dan Ni Wayan Nanda P., yang selalu memberi dukungan kepada penulis.

7. Teman-teman Teknik Mesin FTIRS-ITS Angkatan 2016 atas segala bantuan dan dukungannya selama proses perkuliahan.
8. Seluruh civitas akademika Departemen Teknik Mesin FTIRS-ITS atas bantuannya baik dalam proses pengambilan data maupun proses terselenggaranya seminar serta sidang tugas akhir.

Akhir kata, penulis menyadari bahwa masih terdapat kekurangan dalam penyusunan tugas akhir ini. Oleh sebab itu penulis mengharapkan adanya saran serta masukan dari seluruh pihak. Besar harapan penulis agar tugas akhir ini dapat memberikan manfaat kepada pembaca.

Surabaya, Agustus 2020

Penulis,

Vega Nabila Arif

DAFTAR ISI

HALAMAN PENGESAHAN iii

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

ABSTRAK..... ii

ABSTRACT v

KATA PENGANTAR viii

DAFTAR ISI x

DAFTAR GAMBAR xv

DAFTAR TABEL..... xxii

BAB I 1

Pendahuluan 1

1.1 Latar Belakang 1

1.2 Rumusan Masalah 7

1.3 Batasan Masalah 9

1.4 Tujuan Penelitian 9

1.5 Manfaat Penelitian 10

BAB II.....11

2.1 Turbin Angin..... 11

2.1.1 *Horizontal Axis Wind Turbine*..... 11

2.1.2 *Vertical Axis Wind Turbine* 13

2.2 Turbin Savonius 13

2.3 Gaya *Drag*..... 14

2.4 Aliran Melintasi Sebuah Silinder 16

2.5 Bilangan Reynolds 18

2.6 *Coefficient of Power* 20

2.7 *Tip Speed Ratio* 23

2.8 Penelitian Terdahulu 25

2.8.1 Penelitian Peningkatan Performa Turbin Angin Savonius dengan Variasi Geometri 25

2.8.2 Penelitian Turbin Angin Savonius dengan Pengganggu Plat Datar 30

2.8.3 Studi Eksperimen Pengaruh Adanya Silinder Pengganggu Terhadap Silinder Utama 34

2.8.4 Studi Eksperimen Peningkatan Kinerja Turbin Angin Savonius dengan Penempatan Silinder Sirkular didepan *Returning Blade "Studi Kasus untuk Ukuran Silinder Sirkular S/D = 2,8; y/D = 0,5; d/D = 0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,7; 0,8; 0,9; 1,0; Re* $9{,}7\times10^4$ *dan* $13{,}6\times10^4$*"* 36

2.8.5 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 = 2,0; 2,2; 2,4; 2,6; 2,8 Bilangan Reynolds = 96000, 134000, 173000"* 41

2.8.6 Studi Eksperimen dan Numerik Pengaruh Penggunaan Silinder Tipe I-65° Terhadap Performa Turbin Angin Savonius 43

2.9 Perbandingan Penelitian 47

BAB III 48

METODOLOGI 48

3.1 Parameter yang Dianalisis 48

3.2 Analisis Dimensi 49

3.2.1 Analisis Dimensi untuk *Coefficient of Power* 49
3.2.2 Analisis Dimensi untuk *Coefficient of Moment*..... 52
3.3 Peralatan Penelitian..... 55
3.3.1 Benda Uji 56
3.3.2 Penyangga Turbin Angin Savonius 57
3.3.3 *Axial Fan*..... 58
3.3.4 *Honeycomb*..... 59
3.3.5 Alat Ukur..... 61
3.4 Prosedur Penelitian 68
3.4.1 Torsi Dinamis..... 68
3.4.2 Torsi Statis 70
3.5 *Flowchart* Penelitian..... 72
3.5.1 Torsi Dinamis..... 72
3.5.2 Torsi Statis 74
3.6 Jadwal Penelitian 76
3.7 Uji *Uniformity*..... 76
3.8 Perhitungan *Uncertainty* Pengukuran 78
BAB IV 80
4.1 Data Penelitian dan Contoh Perhitungan 80
4.1.1 Perhitungan Bilangan Reynolds 80
4.1.2 Perhitungan Tips Speed Ratio (λ)..... 83
4.1.3 Perhitungan Torsi Dinamis..... 84
4.1.4 Perhitungan Coefficient of Power (CoP)..... 85
4.1.5 Perhitungan Coefficient of Moment (C_M) 86
4.1.6 Perhitungan *Static Torque Coefficient* (Cts)..... 86

4.2 Analisis Kinerja Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu 87

4.2.1 Analisis Nilai *Coefficient of Power* (CoP_0) sebagai Fungsi *Tip Speed Ratio* (λ) pada Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu 87

4.2.2 Analisis Nilai *Coefficient of Moment* (CM_0) sebagai Fungsi *Tip Speed Ratio* (λ) pada Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu 90

4.2.3 Analisis Nilai *Static Torque Coefficient* (Cts_0) Turbin Angin Savonius Tanpa Pengganggu (TS_0) sebagai Fungsi Sudut (θ) 92

4.2.4 Analisis Kinerja Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu pada Seluruh Bilangan Reynolds 96

4.3 Analisis Kinerja Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu 97

4.3.1 Analisis Nilai *Coefficient of Power* (CoP) sebagai Fungsi *Tip Speed Ratio* (λ) 98

4.3.2 Analisis Nilai *Coefficient of Moment* (CM) sebagai Fungsi *Tip Speed Ratio* (λ) 115

4.3.3 Analisis Nilai *Static Torque Coefficient* (Cts) sebagai Fungsi Sudut (θ) 131

4.4 Perbandingan Kinerja Turbin Angin Savonius (CoP/CoP_0) pada Variasi Penempatan Silinder Pengganggu (S/D) sebesar 2,0 pada Bilangan Reynolds 97000 dan 136000 150

4.5 Analisis Kinerja Turbin Angin Savonius dengan Penambahan Silinder Pengganggu sebagai Fungsi Jarak Penempatan Silinder Pengganggu pada S/D = 1,2 – 2,6 152

BAB V 156

5.1 Kesimpulan 156

5.2 Saran 157

DAFTAR PUSTAKA 159
LAMPIRAN 162
BIODATA PENULIS 208

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 *Horizontal Axis Wind Turbine* (T. Al-Shemmeri, 2010). 12

Gambar 2.2 Turbin Savonius (a) Turbin Savonius dengan 3-*blade*, (b) Turbin Savonius dengan 2-*blade* (Aaron et al, 2010) 13

Gambar 2.3 Prinsip Kerja Turbin Savonius (Hemami, 2012) 14

Gambar 2.4 Skema Gaya *Drag* dan *Lift* (J. Anderson, 2011 15

Gambar 2.5 Mekanisme Terjadinya Separasi pada Aliran Melewati Silinder (Hasbi, 2009) 17

Gambar 2.6 Aliran Melalui Silinder Sirkular (J. H. Lienhard, 1966) 18

Gambar 2.7 Skema Turbin Angin Savonius 19

Gambar 2.8 Skema *Brake Dynamometer* 22

Gambar 2.9 Grafik Hubungan Antara Nilai *Coefficient of Power* terhadap *Tip Speed Ratio* untuk Berbagai Jenis Turbin Angin (Pritchard, 2011).....24

Gambar 2.10 Skema Geometri Turbin Angin Savonius *Single Stage* berdasarkan: (a) Tampak Samping (b) Tampak Atas (Mahmoud, 2010).....26

Gambar 2.11 Grafik Hubungan *Coefficient of Power* dengan Kecepatan Angin pada Turbin Angin Savonius *Single Stage* dengan Variasi Jumlah Sudu (Mahmoud, 2010).....26

Gambar 2.12 Grafik Perbandingan *Single Stage Rotor Turbine* dengan *Double Stage Rotor Turbine* antara: (a) *Specific Power* dengan Kecepatan Angin, (b) *Static Torque Coefficient* dengan Kecepatan Angin (Mahmoud, 2010) 27

Gambar 2.13 Grafik Perbandingan Nilai Daya yang Dihasilkan Terhadap Kecepatan Angin dengan Variasi Nilai *Overlap Ratio* (Mahmoud, 2010).....28

Gambar 2.14 Grafik Perbandingan Nilai *Coefficient of Power* Terhadap Kecepatan Angin dengan Variasi Nilai *Aspect Ratio* (Mahmoud, 2010) 29

Gambar 2.15 Grafik Hubungan antara *Power* terhadap Kecepatan Angin Turbin Savonius dengan Variasi *End Plate* dan *Without End Plate* (Mahmoud, 2010) 30

Gambar 2.16 Skema Parameter Geometri Turbin Angin Savonius dengan Alat Pengganggu (Altan et al, 2008) 31

Gambar 2.17 Parameter Geometri dan Bentuk Turbin Angin Savonius (Altan et al, 2008) 32

Gambar 2.18 Pengatuh *Curtain Lengths* terhadap *Coefficient of Power* Turbin Savonius (Altan et al, 2008). 32

Gambar 2.19 Grafik Pengaruh Putaran Turbin terhadap Besar Sudut Plat pada *Curtain* 1 (Altan et al, 2008) 33

Gambar 2.20 Grafik Pengaruh Perbedaan Panjang *Curtain* terhadap *Coefficient of Power* dengan *Tip Speed Ratio* ($\alpha = 45°$ dan $\beta = 15°$) (Altan et al, 2008) 33

Gambar 2.21 Skema Benda Uji (Tsutsui & Igarashi, 2002) 34

Gambar 2.22 Distribusi *Pressure Coefficient* (C_p) pada Silinder Sirkular (a) Pengaruh Bilangan Reynolds (b) Pengaruh d/D (Tsutsui & Igarashi, 2002) 35

Gambar 2.23 Grafik Hubungan Bilangan Reynolds terhadap Koefisien *Drag* (Tsutsui & Igarashi, 2002) 36

Gambar 2.24 Grafik Perbandingan CoP Turbin Savonius dengan Silinder Pengganggu (CoP) dan Tanpa Silinder Pengganggu (CoP_0) terhadap *Tip Speed Ratio* (λ) pada S/D = 2,8 dan bilangan Reynolds (a) $9{,}7 \times 10^4$ dan (b) $13{,}6 \times 10^4$ (Hilda, 2019). 39

Gambar 2.25 Grafik Torsi Statis terhadap Posisi Sudut *Blade* Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan Reynolds (a) $9{,}7 \times 10^4$ (b) $13{,}6 \times 10^4$ pada S/D = 2,8 (Hilda, 2019) 40

Gambar 2.26 Grafik *Coefficient of Power* (CoP) Turbin Angin Savonius fungsi *Tip Speed Ratio* (TSR) Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan Reynolds: (a) 96000, (b) 134000, dan (c) 173000 (Fikri, 2018).....42

Gambar 2.27 Perbandingan Nilai Torsi Statis pada Turbin Angin Savonius Tanpa Pengganggu dan dengan diberikan Pengganggu Silinder I-65° (dalam N.cm) terhadap fungsi sudut θ pada bilangan Reynolds 99000 dengan Peletakan Silinder Sirkular (S/D) sebesar 1,4 (Gunawan et al, 2019) 44

Gambar 2.28 Perbandingan *Static Pressure Contour* antara Turbin Angin Savonius Tanpa dan Dengan Pengganggu Silinder Tipe I-65° λ = 0,8; Re = 99000, dan S/D = 1,4. Pada: (a) turbin konvensional θ=30°, (b) turbin dengan pengganggu silinder tipe I-65° θ=30°, (c) turbin konvensional θ=90°, (d) turbin dengan silinder penghalang tipe I-65° θ=90°, (e) turbin konvensional θ=150°, (f) turbin dengan silinder penghalang tipe I-65° θ=150° (Gunawan et al, 2019) 45

Gambar 3.1 Skema Penelitian dan Parameter Ukur 48

Gambar 3.2 Skema Turbin Angin Savonius 56

Gambar 3.3 Skema Silinder Pengganggu 57

Gambar 3.4 Skema Susunan Peralatan Penelitian beserta Dimensi (mm).....58

Gambar 3.5 *Axial Fan* CKE SPV-18.....59

Gambar 3.6 *Honeycomb* 60

Gambar 3.7 Tachometer 61

Gambar 3.8 Anemometer 62

Gambar 3.9 Susunan *Brake Dynamometer*.....64

Gambar 3.10 *Torque Meter* LUTRON model TQ-8800.....65

Gambar 3.11 Neraca Pegas Nagata Tipe C-5 66

Gambar 3.12 Pemberat 67

Gambar 3.13 *Free Body Diagram Brake Dynamometer* 67

Gambar 3.14 *Voltage Regulator* Model TGDC 2J-3.....68

Gambar 3.15 *Flowchart* Torsi Dinamis.....74

Gambar 3.16 *Flowchart* Torsi Statis 75

Gambar 3.17 Titik-Titik Uji *Uniformity* Kecepatan Aliran pada Turbin Angin Savonius.....76

Gambar 3.18 Uji *Uniformity* pada Sumbu Vertikal dan Horizontal Turbin Angin Savonius pada Sumbu (a) Horizontal dan (b) Vertikal 77

Gambar 4.1 Grafik *Coefficient of Power* Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu (CoP_0) sebagai Fungsi *Tip Speed Ratio* (λ) pada Seluruh Variasi Kecepatan Angin 88

Gambar 4.2 Grafik *Coefficient of Moment* Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu (CM_0) sebagai Fungsi *Tip Speed Ratio* (λ) pada Seluruh Variasi Kecepatan 91

Gambar 4.3 *Static Torque Coefficient* Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu (Cts_0) sebagai Fungsi Sudut (θ).....93

Gambar 4.4 Nilai *Coefficient of Power* Turbin Angin Savonius pada Seluruh Variasi Bilangan Reynolds.....96

Gambar 4.5 Grafik Perbandingan *Coefficient of Power* Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu (CoP) dan Tanpa Silinder Pengganggu (CoP_0) Fungsi *Tip Speed Ratio* (λ) pada Bilangan Reynolds 74000.....99

Gambar 4.6 Grafik Perbandingan *Coefficient of Power* Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu (CoP) dan Tanpa Silinder Pengganggu (CoP_0) Fungsi *Tip Speed Ratio* (λ) pada Bilangan Reynolds 85500.....101

Gambar 4.7 Grafik Perbandingan *Coefficient of Power* Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu (CoP) dan Tanpa Silinder

Pengganggu (CoP_0) Fungsi *Tip Speed Ratio* (λ) pada Bilangan Reynolds 97000 103

Gambar 4.8 Grafik Perbandingan *Coefficient of Power* Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu (CoP) dan Tanpa Silinder Pengganggu (CoP_0) Fungsi *Tip Speed Ratio* (λ) pada Bilangan Reynolds 117000 105

Gambar 4.9 Grafik Perbandingan *Coefficient of Power* Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu (CoP) dan Tanpa Silinder Pengganggu (CoP_0) Fungsi *Tip Speed Ratio* (λ) pada Bilangan Reynolds 136000 107

Gambar 4.10 Grafik Perbandingan *Coefficient of Power* Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu (CoP) dan Tanpa Silinder Pengganggu (CoP_0) Fungsi *Tip Speed Ratio* (λ) pada Bilangan Reynolds 155600 109

Gambar 4.11 Grafik Perbandingan *Coefficient of Power* Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu (CoP) dan Tanpa Silinder Pengganggu (CoP_0) Fungsi *Tip Speed Ratio* (λ) pada Bilangan Reynolds 175000 111

Gambar 4.12 Perbandingan Performa Turbin Angin Savonius Dengan dan Tanpa Silinder Pengganggu pada Jarak Penempatan S/D = 2,0 113

Gambar 4.13 Grafik Perbandingan *Coefficient of Moment* Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu (CM) dan Tanpa Silinder Pengganggu (CM_0) Fungsi *Tip Speed Ratio* (λ) pada bilangan Reynolds 74000 116

Gambar 4.14 Grafik Perbandingan *Coefficient of Moment* Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu (CM) dan Tanpa Silinder Pengganggu (CM_0) Fungsi *Tip Speed Ratio* (λ) pada bilangan Reynolds 85500 118

Gambar 4.15 Grafik Perbandingan *Coefficient of Moment* Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu (CM) dan Tanpa

Silinder Pengganggu (CM_0) Fungsi *Tip Speed Ratio* (λ) pada bilangan Reynolds 97000 120

Gambar 4.16 Grafik Perbandingan *Coefficient of Moment* Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu (CM) dan Tanpa Silinder Pengganggu (CM_0) Fungsi *Tip Speed Ratio* (λ) pada bilangan Reynolds 117000 122

Gambar 4.17 Grafik Perbandingan *Coefficient of Moment* Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu (CM) dan Tanpa Silinder Pengganggu (CM_0) Fungsi *Tip Speed Ratio* (λ) pada bilangan Reynolds 136000 124

Gambar 4.18 Grafik Perbandingan *Coefficient of Moment* Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu (CM) dan Tanpa Silinder Pengganggu (CM_0) Fungsi *Tip Speed Ratio* (λ) pada bilangan Reynolds 155600 126

Gambar 4.19 Grafik Perbandingan *Coefficient of Moment* Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu (CM) dan Tanpa Silinder Pengganggu (CM_0) Fungsi *Tip Speed Ratio* (λ) pada bilangan Reynolds 175000 128

Gambar 4.20 Grafik Perbandingan *Static Torque Coefficient* (Cts) sebagai Fungsi Sudut (θ) pada bilangan Reynolds 74000 132

Gambar 4.21 Grafik Perbandingan *Static Torque Coefficient* (Cts) sebagai Fungsi Sudut (θ) pada bilangan Reynolds 85500 135

Gambar 4.22 Grafik Perbandingan *Static Torque Coefficient* (Cts) sebagai Fungsi Sudut (θ) pada bilangan Reynolds 97000 137

Gambar 4.23 Grafik Perbandingan *Static Torque Coefficient* (Cts) sebagai Fungsi Sudut (θ) pada bilangan Reynolds 117000 140

Gambar 4.24 Grafik Perbandingan *Static Torque Coefficient* (Cts) sebagai Fungsi Sudut (θ) pada bilangan Reynolds 136000 143

Gambar 4.25 Grafik Perbandingan *Static Torque Coefficient* (Cts) sebagai Fungsi Sudut (θ) pada bilangan Reynolds 155600 145

Gambar 4.26 Grafik Perbandingan Torsi Statis Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu (TS) dan Tanpa Silinder Pengganggu (Ts_0) sebagai Fungsi Sudut (θ) pada bilangan Reynolds 175000 148

Gambar 4.27 Perbandingan Performa Turbin Angin Savonius ($CoPmax/CoP_0max$) sebagai Fungsi Jarak Penempatan Silinder Pengganggu (S/D) sebesar 1,2; 1,4; 1,6; 1,8; 2,0; 2,2; 2,4; dan 2,6 (Bagas; Suksmatatya; Festy; Elza; Vega; Dionisius; Michael; Afiyah, 2020) 153

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Variasi Panjang Plat Pengganggu (l_1) dan Plat Pengarah (l_2) (Altan et Al, 2008).....31

Tabel 2.2 Perbandingan Penelitian 47

Tabel 3.1 Dimensi Parameter 50

Tabel 3.2 Dimensi Parameter Cm.....53

Tabel 3.3 Spesifikasi *Axial Fan* CKE SPV-18 59

Tabel 3.4 Spesifikasi Tachometer 62

Tabel 3.5 Spesifikasi Anemometer.....63

Tabel 3.6 Spesifikasi *Torque Meter* LUTRON Model TQ-8800 65

Tabel 3.7 Spesifikasi Neraca Pegas Nagata Tipe C-5 66

Tabel 3.8 Spesifikasi Pemberat NHK M-1 67

Tabel 3.9 Spesifikasi *Voltage Regulator* 68

Tabel 3.10 Hasil Perhitungan *Uncertainty* Pengukuran 79

Tabel 4.1 Nilai Kecepatan Udara dan Bilangan Reynolds 83

Tabel 4.2 Perbandingan Kenaikan CoP Turbin Angin Savonius Pada Seluruh Kecepatan.....113

Tabel 4.3 Perbandingan Selisih Kenaikan CM Turbin Angin Savonius 130

Tabel 4.4 Perbandingan Performasi Turbin Angin Savonius 151

Tabel A.1 Data Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu pada Kecepatan 3,8 m/s.....162

Tabel A.2 Data Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu pada Variasi d/D = 0,5; y/D = 0,5; S/D = 2,0; U = 3,8 m/s 163

Tabel A.3 Data Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu pada Kecepatan 4,4 m/s 164

Tabel A.4 Data Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu pada Variasi d/D = 0,5; y/D = 0,5; S/D = 2,0; U = 4,4 m/s 165

Tabel A.5 Data Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu pada Kecepatan 5 m/s 167

Tabel A.6 Data Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu pada Variasi d/D = 0,5; y/D = 0,5; S/D = 2,0; U = 5 m/s 168

Tabel A.7 Data Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu pada Kecepatan 6 m/s 170

Tabel A.8 Data Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu pada Variasi d/D = 0,5; y/D = 0,5; S/D = 2,0; U = 6 m/s 171

Tabel A.9 Data Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu pada Kecepatan 7 m/s 173

Tabel A.10 Data Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu pada Variasi d/D = 0,5; y/D = 0,5; S/D = 2,0; U = 7 m/s 175

Tabel A.11 Data Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu pada Kecepatan 8 m/s 177

Tabel A.12 Data Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu pada Variasi d/D = 0,5; y/D = 0,5; S/D = 2,0; U = 8 m/s 179

Tabel A.13 Data Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu pada Kecepatan 9 m/s 180

Tabel A.14 Data Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu pada Variasi d/D = 0,5; y/D = 0,5; S/D = 2,0; U = 9 m/s 182

Tabel A.15 Data Hasil Performa Turbin Angin Savonius pada S/D = 1,2; 1,4; 1,6; 1,8; 2; 2,2; 2,4; dan 2,6. 184

Tabel A.16 Data Perbandingan Performasi S/D 1,2; 1,4; 1,6; 1,8; 2; 2,2; 2,4; dan 2,6 185

Tabel A.17 Data Hasil Pengukuran Torsi Statis Turbin Angin Savonius Tanpa Pengganggu (TS_0) dan dengan Silinder Pengganggu (TS) pada Variasi d/D = 0,5; y/D = 0,5; S/D 2,0; U = 3,8 m/s 186

Tabel A.18 Data Hasil Pengukuran Torsi Statis Turbin Angin Savonius Tanpa Pengganggu (TS_0) dan dengan Silinder Pengganggu (TS) pada Variasi d/D = 0,5; y/D = 0,5; S/D 2,0; U = 4,4 m/s 188

Tabel A.19 Data Hasil Pengukuran Torsi Statis Turbin Angin Savonius Tanpa Pengganggu (TS_0) dan dengan Silinder Pengganggu (TS) pada Variasi d/D = 0,5; y/D = 0,5; S/D 2,0; U = 5 m/s 190

Tabel A.20 Data Hasil Pengukuran Torsi Statis Turbin Angin Savonius Tanpa Pengganggu (TS_0) dan dengan Silinder Pengganggu (TS) pada Variasi d/D = 0,5; y/D = 0,5; S/D 2,0; U = 6 m/s 192

Tabel A.21 Data Hasil Pengukuran Torsi Statis Turbin Angin Savonius Tanpa Pengganggu (TS_0) dan dengan Silinder Pengganggu (TS) pada Variasi d/D = 0,5; y/D = 0,5; S/D 2,0; U = 7 m/s 194

Tabel A.22 Data Hasil Pengukuran Torsi Statis Turbin Angin Savonius Tanpa Pengganggu (TS_0) dan dengan Silinder Pengganggu (TS) pada Variasi d/D = 0,5; y/D = 0,5; S/D 2,0; U = 8 m/s 196

Tabel A.23 Data Hasil Pengukuran Torsi Statis Turbin Angin Savonius Tanpa Pengganggu (TS_0) dan dengan Silinder Pengganggu (TS) pada Variasi d/D = 0,5; y/D = 0,5; S/D 2,0; U = 9 m/s 198

BAB I
Pendahuluan

1.1 Latar Belakang

Dewasa ini, kebutuhan listrik menjadi kebutuhan pokok sehari-hari masyarakat Indonesia. Berdasarkan Keputusan Menteri Energi dan Sumber Daya Mineral (ESDM), rencana usaha penyediaan tenaga listrik PT Perusahaan Listrik Negara (PLN) tahun 2018 sampai dengan 2027, proyeksi rata-rata pertumbuhan kebutuhan listrik masyarakat Indonesia adalah sebesar 6.86% setiap tahunnya. Dengan pertumbuhan kebutuhan sebesar ini, total rencana pembangunan pembangkit yang perlu dibangun selama hampir sepuluh tahun adalah sebesar 56,024 MW, dengan target bauran energi pembangkitan akhir tahun 2025 terdiri atas batubara 54.4%, energi baru terbarukan (EBT) sebesar 23%, gas sebesar 22.2%, dan bahan bakar minyak (BBM) sebesar 0.4%.

Berdasarkan katalog *Outlook* Energi Indonesia 2019 yang diproduksi oleh Dewan Energi Nasional, produksi minyak bumi menurun selama sepuluh tahun terakhir. Untuk memenuhi kebutuhan kilang, Indonesia harus mengimpor minyak bumi terutama dari Timur Tengah sehingga ketergantungan terhadap impor mencapai sekitar 35%. Begitu juga dengan gas bumi, yang mengalami penurunan persentasi ekspor dari 50% pada tahun 2009 menjadi 40% pada tahun 2018. Berbeda dengan kedua sumber energi yang telah disebutkan sebelumnya, batubara memiliki perkembangan produksi pada tahun 2009-2018 dengan jumlah yang cukup besar, dengan capaian produksi sebesar 557 juta ton pada tahun 2018. Namun, konsumsi batubara di Indonesia masih sebesar 115 juta ton atau lebih kecil dari target konsumsi batubara domestic sebesar 121 juta ton. Salah satu factor yang menyebabkan hal ini terjadi adalah pengoperasian beberapa Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU) program 35.000 MW tidak sesuai dengan rencana dan terdapat beberapa kegiatan industri yang mengalami penurunan.

Sehingga hal ini menjadikan Indonesia sebagai salah satu negara eksportir batubara terbesar di dunia selain Australia (sebesar 63% angka produksi, yaitu mencapai 357 juta ton).

Oleh karena itu, berdasarkan Peraturan Pemerintah (PP) no. 79 Tahun 2014 tentang Kebijakan Energi Nasional, target bauran energi baru dan terbarukan pada tahun 2025 paling sedikit 23% dan 31% pada tahun 2050. Berdasarkan data ditjen energi baru terbarukan dan konservasi energi (EBTKE, 2014), Indonesia memiliki potensi energi terbarukan di Indonesia terbilang besar yaitu sebesar 970 MW dengan kecepatan angin sebesar 3-6 m/s. Namun, sampai dengan tahun 2016 kapasitas energi angina yang sudah terpasang hanya sebesar 3.07 MW. Sedangkan pada tahun 2018 kapasitas turbin angin yang sudah terpasang cukup besar 75 MW yang berada di daerah Sidrap, Sulawesi Selatan. Dengan potensi tersebut, energi angin dapat membantu dalam mencapai target Dewan Energi Nasional (DEN) untuk menambah persentase penggunaan energi baru terbarukan. Untuk memenuhi target persentase tersebut, maka diperlukan turbin angin yang dapat menerima energi dari angin yang kemudian diteruskan menuju generator dan dapat dimanfaatkan sebagai pembangkit listrik.

Turbin angin terbagi menjadi dua jenis berdasarkan sumbu putarnya, yaitu terdiri dari *horizontal axis wind turbine* (HAWT) dan *vertical axis wind turbine* (VAWT). Kedua jenis turbin ini memiliki kelebihan dan kekurangannya masing-masing. VAWT memiliki kelebihan berupa rotor yang berputar hanya satu, tidak memerlukan mekanisme roda gigi yang rumit, serta dapat digunakan pada kecepatan angina yang rendah. Namun, kelemahan yang dimiliki turbin jenis VAWT adalah turbin ini memiliki nilai efisiensi yang rendah jika dibandingkan dengan turbin jenis HAWT. Meskipun memiliki efisiensi yang tinggi, mekanisme yang digunakan pada turbin HAWT lebih rumit dan juga diperlukan biaya yang lebih mahal untuk penggunaannya. Maka dari itu, penggunaan *vertical axis*

wind turbine (VAWT) dapat menjadi solusi untuk pemanfaatan energi angin di Indonesia. Salah satu jenis turbin VAWT yang sedang dikembangkan dan diteliti terus menerus adalah turbin Savonius.

Turbin Savonius adalah turbin angina jenis vertical (VAWT) yang ditemukan pada tahun 1922 oleh S. J. Savonius. Turbin ini memiliki bentuk yang sederhana, yaitu menyerupai huruf S yang menjadikan turbin jenis ini dapat menerima energi angin dari segala arah sekalipun dengan kecepatan yang rendah. Turbin ini memakan biaya yang rendah karena konstruksinya yang sederhana. Turbin ini bekerja dengan cara menerima gaya *drag* dari aliran angin yang membuat rotor turbin berputar sehingga menghasilkan torsi. Torsi ini kemudian diubah menjadi energi listrik oleh generator. Dikarenakan turbin Savonius memiliki efisiensi yang rendah, maka diperlukan penelitian lebih lanjut untuk meningkatkan efisiensi dari turbin angin tipe ini.

Penelitian terdahulu yang telah dilakukan oleh Mahmoud et al (2010) adalah percobaan peningkatan performa turbin angin Savonius dengan melakukan variasi pada geometri turbin. Variasi geometri yang diubah adalah jumlah sudu, 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 bahwa turbin angin dengan jumlah sudu 2 lebih efisien dibandingkan dengan jumlah sudu 3 atau 4. Kemudian turbin dengan *end plate* lebih efisien dibandingan dengan turbin tanpa *end plate*. Didapatkan pula turbin angin dengan *double stage* lebih efisien dibandingkan dengan *single stage*.

Penelitian selanjutnya dilakukan oleh Altan et al (2008), yaitu meningkatkan performa turbin angin Savonius tanpa mengubah geometri turbin, melainkan dengan menambahkan

penghalang di depan turbin angin Savonius. Penghalang yang diberikan berupa dua plat dengan menempatkan plat pertama didepan *returning blade* yang berfungsi sebagai pengganggu aliran dan plat kedua didepan *advancing blade* yang berdungsi sebagai pengarah aliran. Pada penelitian ini, digunakan turbin Savonius yang memiliki 2 buah sudu dan menggunakan 2 buah *endplates* dengan e/d=0.15. hasil yang didapatkan dari penelitian ini adalah bahwa nilai *coefficient of power* (COP) turbin Savonius yang diberikan penghalang meningkat sebesar 38.5% dibandingkan dengan turbin tanpa silinder penghalang.

Penelitian berikutnya adalah penelitian yang dilakukan oleh Igarashi et al (2002). Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh penggunaan silinder penghalang yang diberikan *rod*. Pada penelitian ini digunakan silinder dengan diameter (D) sebesar 40 mm, diameter *rod* (d) bervariasi antara 1 sampai dengan 10 mm. Jarak antara sumbu simetri antar kedua silinder (L) divariasikan mulai dari 50 mm sampai dengan 120 mm dengan bilangan Reynolds sebesar 1.5×10^4 sampai dengan 6.2×10^4. Pada penelitian ini juga digunakan nilai d/D sebesar 0.25 dan L/D=1.75-2.0. Berdasarkan penelitian ini didapatkan hasil bahwa jenis aliran *vortex* yang ditimbulkan dari penambahan batang pada silinder penghalang bergantung pada nilai d/D, L/D, dan nilai bilangan Reynold. Dengan pertambahan nilai Reynolds dan penurunan nilai d/D dan L/D didapatkan nilai koefisien *drag* (C_D) yang menurun. Seiring dengan berubahnya nilai bilangan Reynolds, akan didapatkan perubahan tekanan *drag* yang dihasilkan dan nilainya akan semakin kecil. Penurunan gaya *drag* yang dihasulkan juga disebabkan oleh naiknya tekanan didepan permukaan silinder sirkular dan perpindahan titik separasi pada silinder sirkular. Berdasarkan penelitian ini juga disimpulkan bahwa kondisi optimum dari penurunan nilai koefisien *drag* (C_D) dan total *pressure drag coefficient* (C_{DT}) adalah pada kondisi d/D = 0.25, L/D = 2.0 pada Re < 4.1×10^4 dan pada L/D

= 1.75 dengan Re $\geq$ 4.1 × 10^4. Didapat hasil penurunan C_D sebesar 73% dan C_{DT} sebesar 63% jika dibandingkan dengan penggunaan *single cylinder* tanpa *rod*.

Kemudian, penelitian lain yang telah dilakukan adalah penelitian yang dilakukan oleh Hilda (2019) yaitu penelitian yang bertujuan untuk meningkatkan performa turbin dengan cara pemberian variasi rasio diameter silinder pengganggu terhadap diameter turbin angin Savonius (d/D) sebesar 0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,7; 0,8; 0,9 dan 1,0 pada posisi y/D = 0.5 dengan S/D = 2,8 dan variasi bilangan Reynolds 9,7 × 10^4 dan 13,6 × 10^4. Berdasarkan penelitian ini didapat bahwa pemberian silinder pengganggu di depan *returning blade* turbin pada posisi y/D = 0,5 dan pada variasi d/D = 0,6 pada bilangan Reynolds 9,7 × 10^4 serta pada d/D = 0,5 pada bilangan Reynolds 13,6 × 10^4 dinilai efektif untuk meningkatkan performa turbin angin Savonius. Hal ini dibuktikan dengan peningkatan nilai *coefficient of power* (CoP) sebesar 31,53% pada nilai Re = 9,7 × 10^4 dan kenaikan sebesar 22,58% pada Re = 13,6 × 10^4 dibandingkan dengan *coefficient of power* (CoP) maksimum turbin tanpa silinder pengganggu. Dari data tersebut didapatkan bahwa pemberian silinder pengganggu di depan *returning blade* turbin angin Savonius dinilai paling efektif untuk meningkatkan nilai *coefficient of moment* (C_M) pada posisi y/D = 0.5 dan variasi d/D = 0,6 pada bilangan Reynolds 9.7 × 10^4 dan variasi d/D = 0,5 pada bilangan Re = 13,6 × 10^4. Didapatkan kenaikan C_M sebesar 12,04% pada Re = 9,7 × 10^4 dan kenaikan C_M sebesar 7,08% pada Re = 13,6 × 10^4.

Penelitian juga dilakukan oleh Fikri (2018), yaitu penelitan yang bertujuan untuk meningkatkan performa turbin angin Savonius dengan cara pemberian variasi peletakan silinder sirkular didepan *returning blade* turbin (S/D) sebesar 2,0; 2,2; 2,4; 2,6; dan 2,8 dengan penggunaan rasio diameter silinder pengganggu terhadap diameter turbin angin Savonius (d/D) sebesar 0,5 pada posisi y/D = 0,5. Penelitian ini dilakukan pada

bilangan Reynolds 96.000, 134.000, dan 173.000. Hasil yang didapatkan dari penelitian ini adalah pemberian silinder sirkular didepan *returning blade* dinilai paling efektif pada peletakan S/D sebesar 2,0 dengan kenaikan CoP sebesar 13,23% pada bilangan Reynolds 96000, 5,3% peningkatan CoP pada bilangan Reynolds 134.000, dan kenaikan CoP sebesar 4,76% pada bilangan Reynolds 173.000.

Selain itu juga dilakukan penelitian oleh Gunawan et al (2019). Penelitian ini juga bertujuan untuk mengetahui peningkatan performa turbin angin Savonius dengan menggunakan silinder pengganggu tipe I-65°. Penelitian ini dilakukan dengan dua metode, yaitu metode simulasi dan juga metode eksperimental. Pada penelitian ini didapatkan hasil eksperimen berupa *self-starting* turbin angin Savonius yang paling baik adalah pada saat turbin berada pada sudut 30° dan memiliki nilai *self-starting* paling rendah pada saat turbin berada pada sudut 150°. Dari hasil eksperimen ini kemudian dianalisa dengan menggunakan simulasi dan didapatkan hasil bahwa pada sudut 30° terjadi perbedaan tekanan yang besar sehingga menyebabkan nilai torsi statis yang dimiliki turbin bernilai tinggi, sedangkan pada sudut 150° terdapat *reattachment area* yang disebabkan oleh separasi aliran pada silinder pengganggu yang menyebabkan turbin memiliki performa yang lebih buruk.

Berdasarkan penelitian-penelitian terdahulu, dapat disimpulkan bahwa metode pemberian penghalang di depan *returning blade* turbin angin Savonius dapat digunakan untuk meningkatkan performa turbin. Namun, penelitian yang sudah dilakukan masih terfokus kepada dampak perbedaan nilai d/D, penempatan silinder penghalang didepan *returning blade*, maupun modifikasi konstruksi yang ada pada turbin Savonius itu sendiri. Oleh karena itu, perlu dilakukan penelitian lebih lanjut mengenai perbedaan variasi variabel yang berbeda yang belum pernah dilakukan. Dalam penelitian kali ini, akan

dilakukan pengujian turbin Savonius dengan menggunakan variasi pada variabel kecepatan.

1.2 Rumusan Masalah

Turbin Savonius merupakan turbin jenis *vertical axis wind turbine* (VAWT) yang memiliki konstruksi rotor tegak lurus dengan sumbu vertical. Turbin ini memiliki dua sudu yang masing-masing berbentuk setengah lingkaran yang kemudian disebut dengan *advancing blade* dan *returning blade*. *Advancing blade* adalah sudu yang arah putarnya searah dengan arah angin, sehingga sudu ini memberikan gaya *drag* yang lebih besar. Sedangkan *returning blade* adalah sudu yang arah putarnya berlawanan dengan arah alir angin. Sehingga, dengan terbangunnya dua sudu tersebut akan didapatkan selisih nilai gaya *drag* yang terjadi. Selisih gaya *drag* pada kedua sudu ini menyebabkan terjadinya torsi pada turbin yang jika dikalikan dengan kecepatan angular turbin angin, maka akan menghasilkan daya turbin angin tersebut. Untuk memaksimalkan nilai daya turbin yang dihasilkan, maka selisih gaya *drag* dari kedua sudu tersebut harus semakin besar. Salah satu cara untuk memperbesar selisih gaya *drag* adalah dengan memberikan pengganggu didepan *returning blade*.

Pada penelitian ini digunakan pengganggu dengan bentuk silinder sirkular. Variasi yang digunakan adalah rasio jarak pusat turbin angin Savonius dengan pusat silinder pengganggu terhadap diameter sudu turbin Savonius (S/D) sebesar 2,0 dan nilai kecepatan angin yang berbeda-beda. Hipotesa awal pada penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Silinder pengganggu diletakkan di depan *returning blade* yang diduga dapat menyebabkan tekanan diantara silinder pengganggu dan *returning blade* akan menurun dan tekanan dibelakang *returning blade* akan naik, sehingga beda tekanan antara didepan dan dibelakang *returning blade* akan menurun. Akibat dari penurunan selisih tekanan ini menyebabkan *pressure drag* yang terjadi pada

returning blade akan menurun, sehingga selisih torsi antara *advancing blade* dan *returning blade* akan meningkat sehingga daya turbin yang dihasilkan meningkat.

2. Silinder pengganggu diletakkan didepan *returning blade* turbin karena diduga dapat menurunkan gaya *drag* pada sisi *returning blade*. *Shear layer* yang terlepas dari silinder pengganggu akan jatuh pada permukaan *returning blade* dan mengganggu *boundary layer* pada *returning blade* sehingga *boundary layer* laminar akan lebih cepat bertransisi menjadi turbulen. Hal ini kemudian menyebabkan adanya separasi akan tertunda sehingga menyebabkan *wake* yang terbentuk di belakang *returning blade* turbin akan menyempit. Dengan menyempitnya daerah *wake*, maka akan dihasilkan gaya *drag* yang menurun. Sehingga hal ini akan menimbulkan nilai selisih torsi yang lebih besar dan daya turbin yang dihasilkan akan bernilai lebih tinggi.
3. Variasi kecepatan sebesar 3,8 m/s; 4,4 m/s, 5 m/s sampai dengan 9 m/s digunakan untuk mendapatkan nilai kecepatan optimum dimana pada kecepatan optimum ini diduga akan mendapatkan performa turbin angin Savonius yang paling maksimum. Dengan meningkatnya kecepatan angin, maka semakin besar pula nilai daya masukan dari turbin. Setelah melalui titik optimum, nilai dari *coefficient of performance* turbin akan menurun yang disebabkan adanya kerugian-kerugian yang terjadi. Oleh karena itu perlu dilakukan percobaan untuk mendapatkan nilai kecepatan optimum turbin angin Savonius untuk mendapatkan nilai *coefficient of performance* turbin yang optimal.

Untuk membuktikan hipotesa tersebut, maka perlu dilakukan penelitian dengan perbandingan diameter silinder pengganggu dengan diameter sudu turbin savonius (d/D)

sebesar 0,5 dengan variasi rasio antara jarak pusat turbin angin Savonius dengan pusat silinder pengganggu terhadap diameter sudu turbin Savonius (S/D) sebesar 2,0 dengan kecepatan 3,8 m/s, 4,4 m/s, 5 m/s, 6 m/s, 7 m/s, 8 m/s, dan 9 m/s.

1.3 Batasan Masalah

Pada penelitian ini digunakan batasan masalah sebagai berikut:

1. Analisis aliran berupa aliran eksternal.
2. Aliran yang mengalir adalah *steady*, *incompressible*, dan *uniform flow*.
3. Analisis dilakukan dengan rasio diameter silinder pengganggu dengan diameter sudu turbin savonius (d/D) sebesar 0.5.
4. Perpindahan panas akibat gesekan udara dengan komponen alat diabaikan.
5. *Aspect ratio* (H/L) = 1
6. Variasi antara jarak pusat turbin angin Savonius dengan pusat silinder pengganggu terhadap diameter sudu turbin Savonius (S/D) sebesar 2,0 dengan variasi kecepatan 3,8 m/s, 4,4 m/s, 5 m/s, 6 m/s, 7 m/s, 8 m/s, dan 9 m/s

1.4 Tujuan Penelitian

Penelitian ini dilakukan untuk mengetahui pengaruh silinder pengganggu didepan *returning blade* turbin angina Savonius terhadap performa turbin angina. Rasio diameter silinder pengganggu dengan diameter sudu turbin Savonius (d/D) sebesar 0,5 dan variasi rasio antara jarak pusat turbin angina Savonius dengan pusat silinder pengganggu terhadap diameter sudu turbin Savonius (S/D) sebesar 2,0 dengan variasi kecepatan 3,8 m/s, 4,4 m/s, 5 m/s, 6 m/s, 7 m/s, 8 m/s, dan 9 m/s. Performa turbin dapat ditentukan dengan cara mengukur:

1. Mengukur torsi statis dan torsi dinamis turbin angin Savonius
2. Menghitung *coefficient of power* (CoP)

3. Menghitung *coefficient of moment* (C_M)

1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat yang didapat dari penelitian tugas akhir ini adalah memberi penjelasan tentang pengaruh pemberian silinder sirkular didepan *returning blade* turbin angin Savonius terhadap torsi statis, torsi dinamis, *coefficient of power* (CoP), dan *coefficient of moment* (C_M).

BAB II
DASAR TEORI

2.1 Turbin Angin

Turbin angin adalah elemen utama dari sebuah pembangkit listrik tenaga angin yang berfungsi untuk memproduksi energi listrik. Pada awalnya, turbin ini digunakan untuk memenuhi kebutuhan petani di Eropa seperti penggilingan padi, pengaliran irigasi, dan lain sebagainya. Seiring dengan perkembangan zaman, turbin ini dikembangkan penggunaannya sebagai salah satu sumber energi terbarukan. Perkembangan ini terjadi karena kebutuhan energi manusia yang semakin bertambah, namun semakin sedikitnya jumlah energi tidak terbarukan yang tersedia di dunia. Komponen-komponen utama yang diperlukan dalam sebuah turbin angin adalah sudu turbin, rotor, transmisi, generator, dan lain sebagainsi, generator, dan lain sebagainya. Prinsip kerja pembangkit listrik tenaga angin ialah dengan memanfaatkan energi kinetik dari angin yang memiliki kecepatan tertentu dan ditangkap oleh turbin angin. Sudu-sudu turbin dirancang sedemikan rupa agar menghambat arah aliran angin yang mengenai turbin, sehingga akan terjadi gaya *drag* yang akan menyebabkan rotor pada turbin berputar. Putaran rotor kemudian diteruskan ke transmisi sebelum masuk ke generator. Transmisi digunakan untuk menaikkan putaran rotor sebelum memasuki generator. Kemudian, generator akan mengubah energi mekanik menjadi energi listrik. Turbin angin terbagi menjadi dua jenis berdasarkan posisi porosnya, yaitu *horizontal axis wind turbine* (HAWT) dan *vertical axis wind turbine* (VAWT).

2.1.1 *Horizontal Axis Wind Turbine*

Horizontal axis wind turbine (HAWT) merupakan turbin angin yang menggunakan poros turbin horizontal atau sejajar dengan arah datang aliran angin. Turbin jenis ini menggunakan sudu dengan bentuk *airfoil* dengan dimensi diameter yang

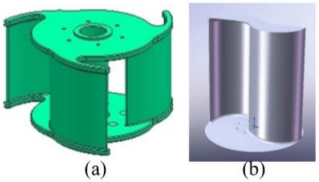
sangat besar. Turbin HAWT hanya bisa berputar apabila kecepatan masuk angin cukup tinggi dan angin hanya mengalir sepanjang satu arah. Maka dari itu, dalam penggunaannya turbin ini diletakkan pada ketinggian tertentu seperti di pegunungan. Turbin jenis ini memiliki efisiensi yang lebih tinggi dibandingkan dengan turbin jenis vertikal. Hal ini sebabkan oleh sudu-sudunya yang selalu bergerak tegak lurus terhadap arah aliran angin, sehingga semakin tinggi kecepatan angin maka daya yang dihasilkan turbin jenis ini akan semakin besar pula.

Meskipun efisiensi yang dihasilkan oleh turbin jenis horizontal memiliki nilai yang cukup tinggi, terdapat beberapa kekurangan yang dimiliki oleh turbin jenis ini. Pertama, karena turbin jenis ini menggunakan sudu berbentuk *airfoil*, maka turbin jenis ini membutuhkan komponen-komponen yang rumit baik dalam proses pendesainannya maupun proses manufaktur pembuatan komponennya. Kedua, proses transportasi dan pemasangan turbin jenis ini termasuk rumit dikarenakan dimensi yang dimiliki cukup besar. Selain itu, pada turbin ini diperlukan *tower* yang tinggi dan kokoh untuk menopang sudu, transmisi, dan generator turbin pada ketinggian tertentu. Sehingga dari beberapa kekurangan tersebut, dapat dilihat bahwa turbin jenis ini membutuhkan biaya yang besar.

Gambar 2.1 *Horizontal Axis Wind Turbine* (T. Al-Shemmeri, 2010).

2.1.2 *Vertical Axis Wind Turbine*

Selain *Horizontal Axis Wind Turbine* (HAWT), jenis turbin yang kedua adalah *vertical axis wind turbine* (VAWT). Turbin vertikal adalah turbin angin yang menggunakan poros turbin vertikal atau dengan kata lain tegak lurus dengan arah datangnya aliran angin. Turbin ini memiliki konstruksi yang lebih sederhana dibandingkan dengan turbin HAWT. Turbin vertikal mampu bekerja pada kecepatan angin rendah dan tidak bergantung pada arah angin, dengan kata lain turbin ini mampu menerima angin dari berbagai jenis arah. Dengan bentuk yang lebih sederhana dibandingkan dengan turbin horizontal, turbin ini memiliki biaya pembuatan dan perawatan yang lebih ekonomis dibandingkan dengan turbin HAWT. Namun kekurangan yang dimiliki dari turbin VAWT ialah turbin ini memiliki efisiensi yang sangat rendah. Turbin VAWT sendiri terbagi menjadi beberapa tipe, yaitu turbin Savonius, turbin H, dan turbin Darrieus.



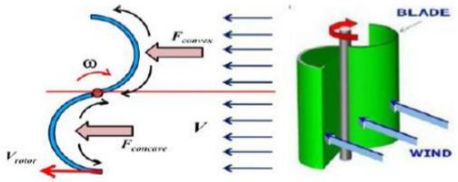
Gambar 2.2 Turbin Savonius (a) Turbin Savonius dengan 3-*blade*, (b) Turbin Savonius dengan 2-*blade* (Aaron et al, 2010)

2.2 Turbin Savonius

Turbin angin Savonius merupakan salah satu tipe *vertical axis wind turbine* (VAWT). Turbin ini pertama kali diperkenalkan pada tahun 1922 oleh Siguard Johannes Savonious yang berasal dari Finlandia. Turbin ini memiliki konstruksi yang sederhana, yaitu memiliki bentuk yang menyerupai huruf S, dengan sudu turbin berbentuk setengah

lingkaran dengan jumlah yang berbeda-beda. Kelebihan dari turbin ini adalah bentuknya yang sederhana dan mampu bekerja pada kecepatan angin rendah sampai dengan kecepatan angin tinggi.

Turbin savonius memiliki dua jenis sudu, yaitu *advancing blade* dan *returning blade*. Turbin ini bekerja dengan memanfaatkan gaya *drag* yang terjadi pada masing-masing sudu yang menyebabkan turbin ini berputar. Berputarnya turbin disebabkan oleh torsi yang merupakan selisih gaya *drag* antara *advancing blade* dan *returning blade*. Semakin besar nilai torsi yang ditimbulkan, maka akan dihasilkan daya turbin yang lebih besar pula. Pada turbin Savonius, *advancing blade* memiliki nilai gaya *drag* yang lebih besar. Sehingga, salah satu cara untuk memperbesar daya turbin adalah dengan memperbesar selisih gaya *drag* pada turbin Savonius yang dapat dilakukan dengan memperkecil nilai gaya *drag* pada *returning blade*.

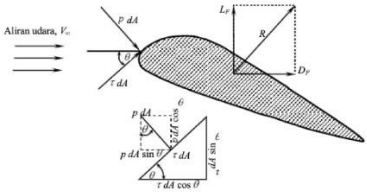


Gambar 2.3 Prinsip Kerja Turbin Savonius (Hemami, 2012)

2.3 Gaya *Drag*

Gaya *drag* merupakan gaya hambat yang terjadi karena adanya gesekan dan tahanan antara suatu permukaan dengan udara sekitarnya. Gaya ini muncul ketika suatu benda dialiri aliran yang *viscous* dan *incompressible*. Arah dari gaya *drag* sejajar secara horizontal dengan arah aliran. Gaya *drag* dapat terjadi berupa *skin friction drag* (F_{Df}) ataupun berupa *pressure drag* (F_{Dp}). Pada *skin friction drag*, gaya hambat menyinggung permukaan secara tangensial, dimana hal ini dapat timbul akibat

adanya viskositas. Sedangkan pada *pressure drag*, gaya *drag* merupakan gaya hambat yang tegak lurus terhadap permukaan benda akibat adanya tekanan fluida. Pada dasarnya gaya *drag* dari aliran fluida yang melintasi suatu benda bergantung pada beberapa hal, antara lain luasan beda yang menerima gaya *drag*, kecepatan aliran fluida, serta viskositas dan densitas fluida tersebut. Resultan antara *skin friction drag* dan *pressure drag* merupakan *total drag*.



Gambar 2.4 Skema Gaya *Drag* dan *Lift* (J. Anderson, 2011)

Gambar diatas merupakan skema sederhana dari fenomena gaya *drag*, dimana dA merupakan elemen luasan pada benda yang dikenai gaya *drag*. Dari skema diatas, gaya hambat total yang terjadi dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$F_D = F_{Df} + F_{Dp} \tag{2.1}$$

$$F_D = \int \tau\, dA\, sin\theta + \int p\, dA\, cos\theta \tag{2.2}$$

Sehingga secara umum gaya *drag* dirumuskan sebagai berikut:

$$F_D = \frac{1}{2}\rho V^2 C_D A \tag{2.3}$$

Dimana:

F_D = Gaya *drag* (N)

ρ = Massa jenis fluida yang mengalir (kg/m^3)

V = Kecepatan aliran fluida (m/s)

A = Luasan depan benda yang terkena aliran fluida (m^2)

C_D = *Coefficient Drag*

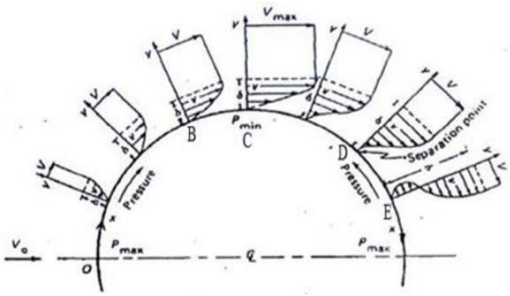
Koefisien *drag* adalah bilangan tak berdimensi yang dimiliki suatu benda yang nilainya bergantung pada geometri

benda tersebut. Pada turbin angin Savonius, *coefficient drag* pada sisi *advancing blade* bernilai lebih besar dibandingkan dengan *returning blade*. Oleh karena itu, gaya *drag* pada *advancing blade* lebih besar daripada *returning blade*.

2.4 Aliran Melintasi Sebuah Silinder

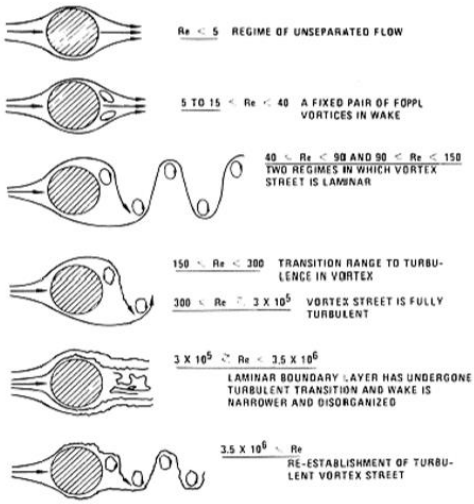
Mengalirnya fluida melalui suatu benda akan membentuk suatu *streamline* alir tertentu. *Streamline* merupakan sembarang garis yang menyinggung benda dimana setiap garis singgung tersebut menunjukkan arah aliran kecepatan fluida. Garis ini tidak dapat dilihat dengan kasat mata, melainkan dapat dilihat dengan menyimulasikan menggunakan asap atau gas berwarna.

Fluida yang mengalir melalui suatu silinder sirkular cenderung akan menghasilkan jenis aliran yang berbeda seiring dengan berubahnya bilangan Reynolds, dikarenakan fluida akan mengalir mengikuti kontur dari silinder sirkular. Untuk mengetahui terjadinya separasi serta transisi aliran, diperlukan perhitungan bilangan Reynolds dari aliran tersebut. Apabila suatu aliran yang melalui silinder sirkular tidak mengalami transisi, dapat disimpulkan bahwa bilangan Reynolds aliran tersebut bernilai tetap sepanjang aliran, sehingga perbedaan titik separasi yang terjadi langsung dapat dilihat. Namun apabila suatu aliran mengalami transisi dari aliran laminar menuju turbulen, titik separasi yang terjadi akan mundur atau tertunda dikarenakan aliran memiliki nilai momentum yang lebih besar, sehingga mampu untuk mengatasi terjadinya *adverse pressure gradient* yang menghambat aliran untuk terus mengalir.



Gambar 2.5 Mekanisme Terjadinya Separasi pada Aliran Melewati Silinder (Hasbi, 2009)

Meningkatnya nilai bilangan Reynolds dari suatu aliran yang melintasi silinder sirkular akan memperkecil daerah *wake* yang terjadi akibat adanya separasi dan penurunan *pressure drag* pada sisi *downstream* silinder sirkular. *Wake* merupakan daerah bertekanan rendah yang terbentuk karena terpisahnya *boundary layer* atas dan *boundary layer* bawah. Besarnya *wake* yang terjadi bergantung pada posisi titik separasi aliran. Pada aliran turbulen, *boundary layer* lebih mampu menahan terjadinya *adverse pressure gradient* dan gaya gesek yang terjadi, sehingga titik separasi yang terjadi akan lebih mundur dan memiliki luasan yang lebih sempit.



Gambar 2.6 Aliran Melalui Silinder Sirkular (J. H. Lienhard, 1966)

2.5 Bilangan Reynolds

Bilangan Reynolds adalah bilangan tak berdimensi yang digunakan untuk mengategorikan sebuah aliran. Aliran tersebut akan terbagi menjadi aliran laminar, transisi, ataupun turbulen. Secara umum, bilangan Reynolds dapat dihitung dengan persamaan:

$$Re_L = \frac{\rho v L}{\mu} \tag{2.4}$$

Dimana:

Re_L = bilangan Reynolds pada seluruh panjang karakteristik turbin

ρ = densitas fluida (kg/m^3)

v = kecepatan fluida (m/s)

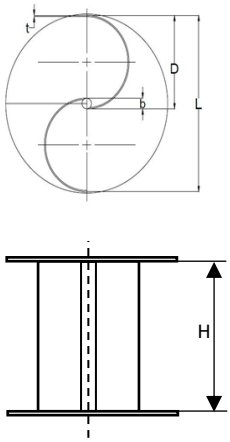
L = Panjang karakteristik (m)

μ = viskositas dinamik (Ns/m)

Jenis aliran fluida bergantung dari jenis geometri yang dilaluinya. Aliran fluida dapat dikategorikan sebagai berikut:

1. Bilangan Reynolds pada dua plat sejajar:
   - Aliran laminar: Re < 1400
   - Aliran Turbulen: Re > 1400
2. Bilangan Reynolds pada pipa:
   - Aliran laminar: Re < 2500
   - Aliran turbulen: Re > 2500
3. Bilangan Reynolds pada plat datar:
   - Aliran laminar: Re < 5×10^5
   - Aliran turbulen: Re > 5×10^5
4. Bilangan Reynolds aliran melintasi silinder:
   - Aliran laminar: Re < 2×10^5
   - Aliran turbulen: Re > 2×10^5

Pada penelitian ini, panjang karakteristik turbin (L) dari turbin adalah dua kali diameter sudu (D) yang dikurangi dengan diameter poros (b) serta dua kali ketebalan turbin (2t).



Gambar 2.7 Skema Turbin Angin Savonius

Sehingga, perhitungan untuk bilangan Reynolds menjadi:

$$Re_L = \frac{\rho v(2D-b-2t)}{\mu} \quad (2.5)$$

2.6 *Coefficient of Power*

Coefficient of Power (CoP) adalah suatu parameter yang digunakan untuk menentukan performa yang dimiliki suatu turbin. Nilai dari *coefficient of power* didapatkan dengan membandingkan daya aktual yang dihasilkan turbin dengan daya yang diberikan oleh angin yang mengalir. CoP dihitung dengan menggunakan formulasi sebagai berikut:

$$CoP = \frac{Pr}{Pt} \quad (2.6)$$

Dimana:

- CoP = *Coefficient of Power*
- Pr = daya aktual yang dihasilkan oleh turbin (Watt)
- Pt = daya teoritis turbin akibat kecepatan angin (Watt)

Nilai maksimum dari CoP adalah 1, dimana nilai daya aktual turbin (Pr) sama dengan daya teoritis (Pt) yang ada. Daya teoritis turbin disebabkan oleh kecepatan angin keluaran *Axial Fan*, sehingga perhitungan daya teoritis turbin dapat dilakukan dengan menghitung energi kinetik per satuan waktu yang dihasilkan oleh aliran angin yang memutar turbin. Energi kinetik angin dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$E_k = \frac{1}{2} m U^2 \quad (2.7)$$

Dimana massa udara yang mengalir tiap detik dihitung dengan persamaan:

$$\dot{m} = \rho\, U\, A \quad (2.8)$$

Sehingga besar daya teoritis turbin akibat kecepatan angin dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut:

$$P_t = \frac{E_K}{t} = \frac{1}{2}\,\dot{m}\,U^2 \qquad (2.9)$$

$$P_t = \frac{1}{2} \cdot (\rho U A) \cdot U^2 \qquad (2.10)$$

$$P_t = \frac{1}{2}\rho U A^3 \qquad (2.11)$$

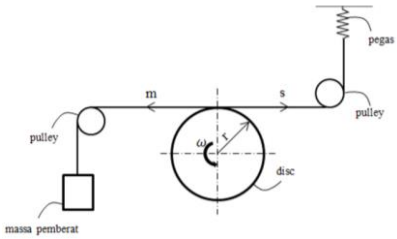
Daya teoritis turbin dihitung berdasarkan luasan permukaan turbin yang tegak lurus dengan arah datangnya angin. Berikut skema dari turbin angin Savonius. Sehingga luas permukaan yang digunakan pada perhitungan daya teoritis turbin adalah dengan menggunakan persamaan:

$$A = L\ x\ H = (2D - b - 2t) \times H \qquad (2.12)$$

Dimana:

- ρ = Massa jenis fluida (kg/m^3)
- U = Kecepatan aliran fluida (m/s)
- A = Luas penampang (m^2)
- D = Diameter sudu turbin (m)
- b = Diameter poros (m)
- t = Ketebalan turbin (m)
- H = Tinggi turbin (m)

Sementara itu, daya aktual yang dihasilkan turbin dapat dihitung dengan menggunakan torsi dinamis yang dihasilkan turbin. Torsi dinamis didapatkan dari pengujian dengan menggunakan *brake dynamometer*. Perhitungan daya aktual turbin dapat dihitung dengan menggunakan rumus sebagai berikut:



Gambar 2.8 Skema *Brake Dynamometer*

$$P_r = T_D \cdot \omega \tag{2.13}$$

Dengan:

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \tag{2.14}$$

$$T_D = F \cdot r \tag{2.15}$$

Gaya yang bekerja pada poros turbin dapat dihitung dengan rumus:

$$F = |m - s|g \tag{2.16}$$

Dimana:

- T_D = torsi dinamis turbin yang didapat dari pengukuran dengan *brake dynamometer* (Nm)
- ω = Kecepatan sudut turbin angin Savonius (rad/s)
- n = jumlah putaran poros turbin angin Savonius (rpm)
- F = Gaya yang bekerja pada poros turbin (N)
- r = Jari-jari silinder yang menerima beban (m)
- m = Massa pemberat (kg)
- s = Massa yang terbaca pada neraca pegas (kg)
- g = Gaya gravitasi (m^2/s)

Dari persamaan-persamaan di atas, nilai dari *Coefficient of Power* (CoP) dapat dihitung sebagai berikut:

$$CoP = \frac{Pr}{Pt} \tag{2.17}$$

$$CoP = \frac{T_D \cdot \omega}{\frac{1}{2}\rho A U^3} \tag{2.18}$$

Berbeda dengan *Coefficient of Power*, *Coefficient of Moment* merupakan konstanta yang didapatkan dari hasil perhitungan antara perbandingan torsi aktual yang dimiliki rotor turbin terhadap torsi teoritis rotor. Nilai dari *Coefficient of Moment* (C_M) dapat dihitung sebagai berikut:

$$C_M = \frac{2T_D}{\rho A U^2 R} \tag{2.19}$$

2.7 *Tip Speed Ratio*

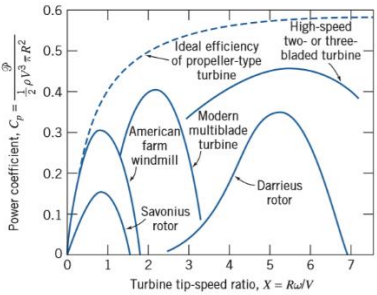
Tip speed ratio (λ) merupakan suatu bilangan yang menunjukkan perbandingan antara kecepatan tangensial turbin terhadap kecepatan angin. Sehingga nilai dari TSR dapat dihitung sebagai berikut:

$$\lambda = \frac{\omega R}{U} \tag{2.20}$$

$$\lambda = \frac{CoP}{C_M} \tag{2.21}$$

Dimana:

- λ = *tip speed ratio*
- ω = kecepatan sudut turbin (rad/s)
- R = jari-jari turbin (m) = $L/2$
- U_∞ = kecepatan angin (m/s)



Gambar 2.9 Grafik Hubungan Antara Nilai *Coefficient of Power* terhadap *Tip Speed Ratio* untuk Berbagai Jenis Turbin Angin (Pritchard, 2011)

Berdasarkan gambar 2.9, dapat dilihat bahwa setiap jenis turbin angin memiliki hubungan yang berbeda antara nilai *coefficient of power* (CoP) terhadap *tip speed ratio* (TSR) yang dimiliki. Tiap-tiap turbin memiliki titik kerja awal yang berbeda-beda. Semakin rendah titik kerja awal yang dimiliki turbin menunjukkan bahwa turbin tersebut dapat bekerja pada kecepatan angin yang lebih rendah. Meskipun memiliki hubungan antara CoP dan TSR yang berbeda-beda, secara keseluruhan dapat dilihat bahwa pada nilai *tip speed ratio* (TSR) dari seluruh turbin angin meningkat seiring dengan kenaikan nilai *coefficient of power* (CoP) sampai pada titik maksimum. Setelah melewati titik maksimum, nilai CoP dari tiap-tiap turbin akan menurun seiring kenaikan TSR.

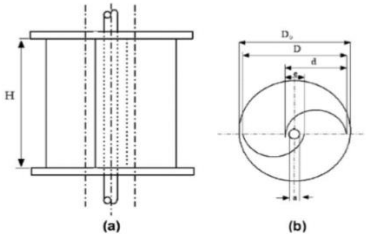
Kenaikan nilai CoP diatur oleh Betz *Limit*. Menurut aturan Betz, *coefficient of power* tertinggi yang dapat dimiliki oleh suatu turbin angin adalah sebesar 0,593 (59,3%). Aturan Betz membatasi nilai CoP maksimum yang dihasilkan oleh suatu turbin angin berdasarkan perhitungan. Turbin angin tidak dapat menerima 100% energi angin, karena apabila 100% energi angin diterima oleh turbin, partikel udara akan terhenti di

belakang turbin sehingga udara didepan turbin tidak dapat melewati turbin.

2.8 Penelitian Terdahulu

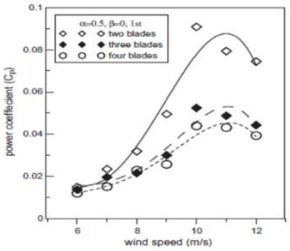
2.8.1 Penelitian Peningkatan Performa Turbin Angin Savonius dengan Variasi Geometri

Penelitian mengenai peningkatan performa turbin Savonius dengan variasi geometri dilakukan oleh **Mahmoud et al (2010)**. Percobaan ini dilakukan untuk meningkatkan performa dari turbin angin Savonius dengan menggunakan variasi pada geometri turbin. Variasi yang digunakan adalah variasi jumlah sudu turbin, dengan jumlah sudu sebanyak dua sudu (2b), tiga sudu (3b), dan empat sudu (4b); variasi jumlah *stage* turbin yaitu *single stage* (1st) dan *double stages* (2st); variasi *overlap ratio* (β) dengan *overlap ratio* sebesar 0, 0.2, 0.25, dan 0.3; variasi *aspect ratio* (α) dengan *aspect ratio* sebesar 0.5, 1, 2, 4, dan 5; serta variasi keberadaan *end plate*. Penelitian ini dilakukan di *wind tunnel* dengan diameter sebesar 49 cm dengan jarak antara keluar *wind tunnel* sampai dengan turbin sebesar 125 cm, dengan kecepatan angin mulai dari 6 m/s sampai dengan 12 m/s pada sisi keluaran *wind tunnel*. Sudu-sudu turbin Savonius terbuat dari pipa PVC dengan variasi diameter sebesar 0.3 m, 0.2 m, 0.1 m, dan 0.008 m. Pada penelitian ini juga digunakan *end plate* yang terbuat dari kayu dengan ketebalan sebesar 2.5 mm, dengan diameter yang lebih besar 10% dari diameter turbin yang digunakan. Poros yang digunakan pada penelitian ini memiliki panjang sebesar 62 cm dengan diameter 14 mm yang terbuat dari bahan baja. Berikut skema geometri turbin yang digunakan.



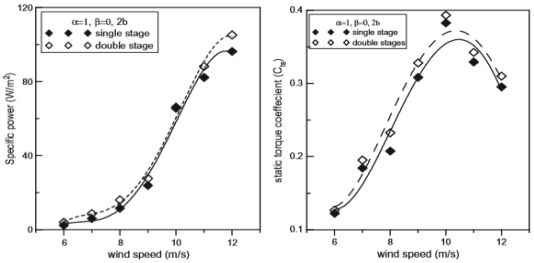
Gambar 2.10 Skema Geometri Turbin Angin Savonius *Single Stage* berdasarkan: (a) Tampak Samping (b) Tampak Atas (Mahmoud, 2010)

Berdasarkan percobaan tersebut, dapat dilihat bahwa turbin dengan dua sudu memiliki *coefficient of power* yang paling tinggi jika dibandingkan dengan turbin dengan tuga sudu ataupun empat sudu. Hal ini dikarenakan selisi gaya *drag* pada sudu turbin yang berjumlah dua lebih besar dibandingkan dengan turbin tiga sudu maupun empat sudu. Berikut grafik hubungan antara *coefficient of power* (CoP) terhadap kecepatan angin dengan *aspect ratio* sebesar 0.5, *overlap ratio* sebesar 0, dan *single stage*.



Gambar 2.11 Grafik Hubungan *Coefficient of Power* dengan Kecepatan Angin pada Turbin Angin Savonius *Single Stage* dengan Variasi Jumlah Sudu (Mahmoud, 2010)

Selain itu, pada percobaan ini juga dilakukan perbandingan penggunaan *single stage rotor* dengan *double stages rotor*. Pada percobaan ini, dibandingkan hasil daya spesifik serta hasil dari perhitungan koefisien torsi statis pada turbin *single stage* dan *double stages rotor*. Dari percobaan tersebut didapatkan hasil sebagai berikut:



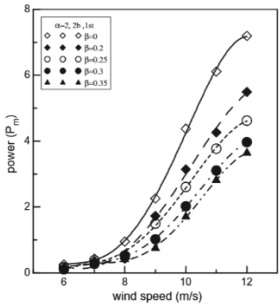
a b

Gambar 2.12 Grafik Perbandingan *Single Stage Rotor Turbine* dengan *Double Stage Rotor Turbine* antara: (a) *Specific Power* dengan Kecepatan Angin, (b) *Static Torque Coefficient* dengan Kecepatan Angin (Mahmoud, 2010)

Grafik tersebut didapatkan dengan melakukan percobaan dengan membandingkan *double stages rotor turbine* dengan *single stage rotor turbine*. Percobaan dilakukan dengan menggunakan turbin dua sudu, *aspect ratio* sebesar 1, dan *overlap ratio* sebesar nol. Dari hasil percobaan tersebut dapat disimpulkan bahwa *single stage rotor* menghasilkan nilai *specific power* yang lebih besar. Hal ini terbukti ketika dilakukan pula pengujian nilai koefisien torsi statis, didapatkan nilai torsi statis pada *single stage turbine* bernilai lebih besar dibandingkan dengan *double stage turbine*.

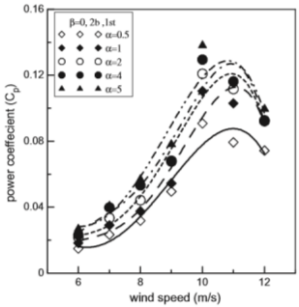
Pada pengujian ini dilakukan pula pengujian pengaruh dari perbedaan nilai *overlap ratio* yang digunakan pada tiap-tiap

percobaan. Percobaan ini dilakukan dengan menggunakan turbin *single stage*, dengan dua sudu, menggunakan nilai *aspect ratio* sebesar dua, dan menggunakan variasi nilai *overlap ratio* dari 0, 0.2, 0.25, 0.3, serta 0.35. Dari percobaan tersebut didapatkan hasil:



Gambar 2.13 Grafik Perbandingan Nilai Daya yang Dihasilkan Terhadap Kecepatan Angin dengan Variasi Nilai *Overlap Ratio* (Mahmoud, 2010)

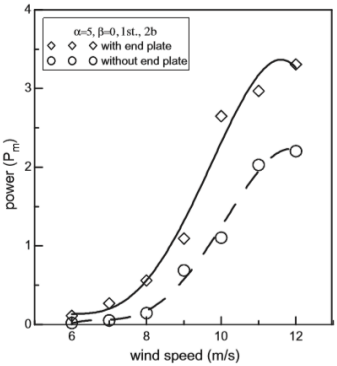
Berdasarkan hasil percobaan, didapatkan nilai daya paling tinggi pada nilai *overlap ratio* sebesar 0 dibandingkan dengan nilai *overlap ratio* lainnya. Selanjutnya dilakukan juga pengujian pengaruh perbedaan nilai *aspect ratio* yang digunakan. Pengujian ini dilakukan dengan menggunakan turbin *single stage*, dua sudu, dan *overlap ratio* sebesar 0. Didapatkan hasil pengujian sebagai berikut:



Gambar 2.14 Grafik Perbandingan Nilai *Coefficient of Power* Terhadap Kecepatan Angin dengan Variasi Nilai *Aspect Ratio* (Mahmoud, 2010)

Dengan menggunakan nilai *aspect ratio* sebesar 0.5, 1, 2, 4, dan 5, didapatkan hasil *coeffiecient of power* tertinggi ada pada *aspect ratio* sebesar 5. Dapat dilihat pula kenaikan *coefficient of power* sebanding dengan kenaikan dari nilai *aspect ratio*.

Variabel terakhir yang diuji pada penelitian ini adalah pengaruh penggunaan *end plate* terhadap daya turbin yang dihasilkan. Percobaan dilakukan dengan menggunakan *aspect ratio* sebesar 5, *overlap ratio* sebesar 0, dengan menggunakan turbin dua sudu dan *single stage*, didapatkan hasil:

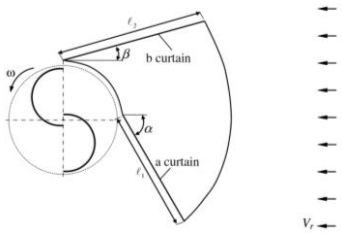


Gambar 2.15 Grafik Hubungan antara *Power* terhadap Kecepatan Angin Turbin Savonius dengan Variasi *End Plate* dan *Without End Plate* (Mahmoud, 2010)

Berdasarkan grafik tersebut, dapat dilihat bahwa daya yang dihasilkan oleh turbin angin Savonius dengan menggunakan *end plate* bernilai lebih besar dibandingkan dengan turbin angin Savonius tanpa menggunakan *end plate*.

2.8.2 Penelitian Turbin Angin Savonius dengan Pengganggu Plat Datar

Penelitian ini bertujuan untuk meneliti peningkatan performa turbin angin Savonius dengan cara memberi dua buah plat datar yang diposisikan didepan turbin dengan menggunakan variasi panjang plat dan besar sudut plat. Penelitian ini dilakukan oleh Altan et al (2008) pada kecepatan angin 7 m/s dengan bilangan Reynolds sebesar $1{,}5 \times 10^5$. Berikut skema alat yang digunakan pada penelitian ini:



Gambar 2.16 Skema Parameter Geometri Turbin Angin Savonius dengan Alat Pengganggu (Altan et al, 2008)

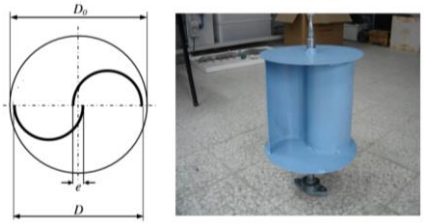
Tabel 2.1 Variasi Panjang Plat Pengganggu (l_1) dan Plat Pengarah (l_2) (Altan et Al, 2008)

Dimensions of curtain arrangements

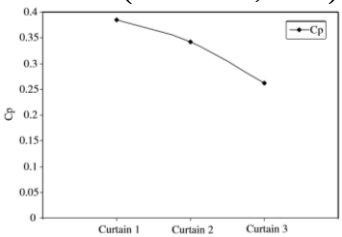
Type of curtain arrangement	Distance ℓ_1 (cm)	Distance ℓ_2 (cm)
Curtain 1	45	52
Curtain 2	34	39
Curtain 3	22	26

Tabel 2.1 menunjukkan penggunaan variasi panjang plat yang digunakan pada percobaan ini dengan menggunakan tiga macam *curtain*. Sedangkan variasi sudut plat yang digunakan berbeda-beda, yaitu variasi penggunaan sudut α mulai dari 30° sampai dengan 60° dan sudut β mulai dari 0° sampai dengan 30° dengan kenaikan sudut masing-masing sebesar 5°.

Turbin Savonius yang digunakan pada penelitian ini memiliki dua buah sudu yang dilengkapi dengan *endplate*, dengan diameter turbin (D) dan tinggi turbin (H) sebesar 32 cm, rasio e/d sebesar 0.15, *gap distance* (e) sebesar 2.6 cm, ketebalan sudu sebesar 2 mm, diameter *endplate* (D_0) sebesar 35.2 cm, serta ketebalan kedua *endplate* sebesar 4 mm. Turbin angin Savonius yang digunakan sudah dilengkapi dengan *ball bearing* pada bagian atas dan bawah turbin untuk meminimalisir gaya gesek.

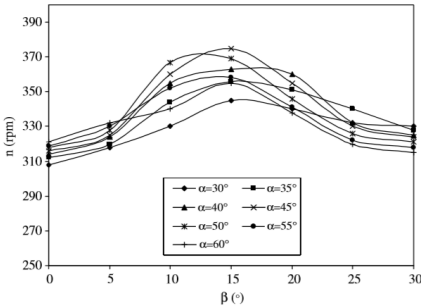


Gambar 2.17 Parameter Geometri dan Bentuk Turbin Angin Savonius (Altan et al, 2008)



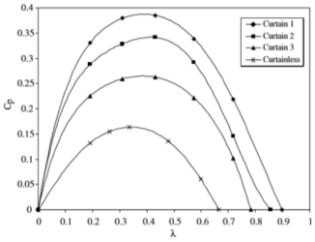
Gambar 2.18 Pengatuh *Curtain Lengths* terhadap *Coefficient of Power* Turbin Savonius (Altan et al, 2008).

Dari hasil percobaan, didapatkan hasil pada *curtain length* 1 diperoleh nilai *coefficient of power* yang paling besar dibandingkan dengan nilai *curtain length* lainnya. Setelah itu dilakukan pengujian pada *curtain length* 1 dengan sudut α yang bervariasi dan didapatkan hasil sebagai berikut:



Gambar 2.19 Grafik Pengaruh Putaran Turbin terhadap Besar Sudut Plat pada *Curtain* 1 (Altan et al, 2008)

Berdasarkan hasil percobaan, didapatkan hasil sudut optimal pada *curtain* 1 adalah pada sudut α sebesar 45° dan sudut β sebesar 15°. Kemudian pada penelitian ini dibandingkan pula nilai *coefficient of performance* yang dihasilkan dari masing-masing *curtain* pada sudut optimum yang sudah didapatkan pada percobaan sebelumnya.



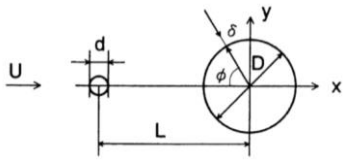
Gambar 2.20 Grafik Pengaruh Perbedaan Panjang *Curtain* terhadap *Coefficient of Power* dengan *Tip Speed Ratio* (α = 45° dan β = 15°) (Altan et al, 2008)

Gambar 2.20 menunjukkan grafik pengaruh panjang plat pengganggu terhadap nilai *coefficient of power* (CoP) dengan

variasi *tip speed ratio* (λ). Berdasarkan grafik dapat dilihat bahwa nilai optimum dari CoP tanpa pengganggu sebesar 0,16. Sedangkan penambahan pengganggu menggunakan *curtain* 1 memiliki *coefficient of power* paling optimum dengan panjang l_1 sebesar 45 cm dan l_2 sebesar 52 cm dengan nilai CoP sebesar 38,5%.

2.8.3 Studi Eksperimen Pengaruh Adanya Silinder Pengganggu Terhadap Silinder Utama

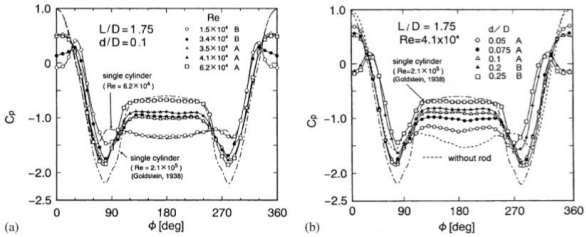
Penelitian selanjutnya dilakukan oleh Tsutsui & Igarashi (2002) dengan menggunakan silinder pengganggu yang diletakkan di depan silinder utama. Silinder utama memiliki diameter (D) sebesar 40 mm, sedangkan silinder pengganggu memiliki ukuran yang bervariasi mulai dari 1 mm hingga 10 mm. jarak antara pusat silinder utama dan pusat silinder pengganggu (L) bervariasi mulai dari 50 mm hingga 120 mm dengan kecepatan angin (U) bervariasi antara 4 m/s sampai dengan 24 m/s dengan bilangan Re = 1.5×10^4 sampai dengan Re = 6.2×10^4. Penelitian ini dilakukan di *low-speed wind tunnel* dengan panjang 800 mm, lebar 150 mm, dan tinggi 400 mm. Berikut ilustrasi geometri percobaan yang digunakan:



Gambar 2.21 Skema Benda Uji (Tsutsui & Igarashi, 2002)

Berdasarkan hasil penelitian ini didapatkan penurunan nilai *pressure drag coefficient* (C_p) berbanding terbalik dengan peningkatan bilangan Reynolds dan d/D namun sebanding dengan penurunan L/D. Pada gambar 2.21(a), dilakukan percobaan dengan variasi bilangan Reynolds pada L/D = 1.75

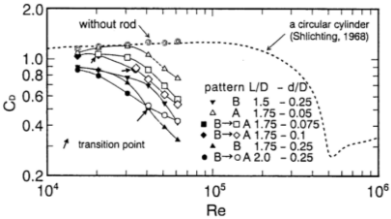
dan d/D = 0.1. Dari percobaan tersebut dapat disimpulkan bahwa penambahan silinder pengganggu untuk variasi bilangan Reynolds yang semakin tinggi menghasilkan kemunduran titik separasi dan pengecilan daerah *wake* pada silinder utama. Selain itu penambahan silinder pengganggu juga menyebabkan penurunan nilai C_p pada bagian depan silinder utama. Pada gambar 2.21(b), dilakukan percobaan dengan variasi diameter silinder utama pada L/D = 1,75 dengan bilangan Re = 4,1 × 10^4. Dari percobaan ini dapat disimpulkan bahwa variasi nilai diameter silinder pengganggu yang semakin meningkat mengakibatkan nilai C_p pada bagian depan silinder sirkular utama mengalami penurunan, dan menyebabkan daerah *wake* dibelakang silinder sirkular utama semakin menyempit. Ketika *wake* yang terbentuk lebih sempit, maka gaya *drag* yang terjadi akibat tekanan akan bernilai lebih kecil.



Gambar 2.22 Distribusi *Pressure Coefficient* (C_p) pada Silinder Sirkular (a) Pengaruh Bilangan Reynolds (b) Pengaruh d/D (Tsutsui & Igarashi, 2002)

Dari percobaan ini didapatkan pula kondisi optimum penurunan harga *pressure drag coefficient* (C_D) adalah pada kondisi d/D = 0.25, L/D = 2 untuk Re < 4,1 × 10^4 dan pada kondisi d/D = 0.25, L/D = 1.75 untuk Re $\geq$ 4,1 × 10^4. Sedangkan penurunan *total pressure drag coefficient* (C_{DT}) didapatkan pada kondisi d/D = 0.25, L/D = 1.75 pada bilangan Re = 6,2 ×

10^4 dengan penurunan C_{DT} sebesar 63% dibandingkan dengan silinder utama tanpa silinder pengganggu. Dapat disimpulkan bahwa semakin meningkatnya nilai bilangan Reynolds, maka nilai koefisien *drag* akan semakin menurun baik dengan ataupun tanpa silinder pengganggu.



Gambar 2.23 Grafik Hubungan Bilangan Reynolds terhadap Koefisien *Drag* (Tsutsui & Igarashi, 2002)

2.8.4 Studi Eksperimen Peningkatan Kinerja Turbin Angin Savonius dengan Penempatan Silinder Sirkular didepan *Returning Blade* *"Studi Kasus untuk Ukuran Silinder Sirkular S/D = 2,8; y/D = 0,5; d/D = 0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,7; 0,8; 0,9; 1,0; Re 9,7×10^4 dan 13,6×10^4"*

Percobaan Studi Eksperimen Peningkatan Kinerja Turbin Angin Savonius dengan Penempatan Silinder Sirkular didepan *Returning Blade* ini dilakukan oleh **Hilda M. Haq** (2019). Tujuan dari penelitian ini adalah untuk mengetahui pengaruh pemberian silinder pengganggu didepan *returning blade* terhadap performa turbin. Penelitian dilakukan dengan variasi rasio diameter turbin Savonius dengan diameter silinder pengganggu (d/D) sebesar 0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,7; 0,8; 0,9; dan 1,0, serta variasi bilangan Reynolds sebesar 9,7 × 10^4, dan 13,6 × 10^4. Penelitian ini dilakukan dengan pemasangan dan *setting* alat, lalu mengambil data temperatur. Setelah itu *fan* dinyalakan dan kecepatannya di *setting* hingga bilangan

Reynolds 9,7 × 10^4 dengan kecepatan angin 5 m/s. Setelah itu diukur torsi dinamis tanpa adanya silinder pengganggu didepan turbin. Setelah itu ditambahkan massa pemberat dengan penambahan massa sesuai dengan variasi yang telah ditentukan. Setelah itu dilakukan perhitungan torsi dinamis dengan mengukur nilai massa yang terbaca di neraca pegas. Kemudian langkah-langkah tersebut diulangi sampai turbin angin Savonius berhenti berputar, dan dengan mengganti bilangan Reynolds menjadi 13,6 × 10^4. Pada penelitian ini silinder pengganggu diletakkan dengan mengatur rasio posisi silinder pengganggu silinder dalam arah tegak lurus arah angin terhadap sudu angin terhadap sudu turbin angin (y/D) sebesar 0,5 dengan rasio jarak pusat turbin angin Savonius dan pusat silinder pengganggu (S/D) sebesar 2,8 dan rasio diameter silinder pengganggu terhadap diameter turbin angin Savonius (d/D) sebesar 0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,7; 0,8; 0,9; 1,0. Setelah itu *axial fan* dimatikan dan dilakukan pengolahan data yang didapat.

Pada penelitian ini digunakan asumsi fluida udara merupakan gas ideal yang mengalir secara *steady* dan *incompressible*, sehingga perhitungan massa jenis udara menggunakan persamaan gas ideal dimana:

$$PV = mRT \quad \text{.....(2.22)}$$

Dimana nilai m dan R dianggap konstan, kemudian persamaan tersebtur dapat disederhanakan menjadi persamaan Boyle-Gay Lussac tentang pemuaian gas sebagai berikut:

$$\frac{P_1V_1}{T_1} = \frac{P_2V_2}{T_2} \quad \text{.....(2.23)}$$

Dengan $V = \frac{m}{\rho}$ dan menyubtitusikan persamaan 2.25 ke persamaan 2.24, maka didapatkan persamaan:

$$\frac{P_1m_1}{T_1\rho_1} = \frac{P_2m_2}{T_2\rho_2} \quad \text{.....(2.24)}$$

Dimana:

- P_1 : tekanan absolut udara pada tekanan atmosfir = 1 atm = 101325 Pa
- T_1 : temperature udara pada kondisi 1 (acuan) = 288,2 K
- ρ_1 : massa jenis udara pada kondisi 1 (acuan) = 1,225 kg/m^3
- m_1 : massa udara pada kondisi 1 (acuan)
- P_2 : tekanan absolut udara pada kondisi 2 (penelitian)
- T_2 : temperatur udara pada kondisi 2 (penelitian)
- ρ_2 : massa jenis udara pada kondisi 2 (penelitian)
- m_2 : massa udara pada kondisi 2 (penelitian)

Selanjutnya, perhitungan *properties* viskositas fluida pada penelitian ini menggunakan persamaan Sutherland, yaitu menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$\mu = \frac{bT^{3/2}}{S+T} \quad \text{.....(2.25)}$$

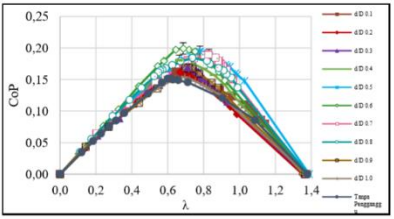
Dimana:

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

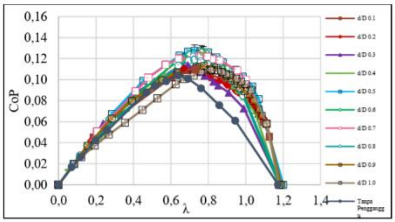
$$S = 110{,}4\ K$$

T = temperatur penelitian = 301,5 K

Dari penelitian ini didapatkan beberapa hasil, diantaranya hasil dari *coefficient of power* serta *coefficient of moment* turbin angin Savonius.



(a)

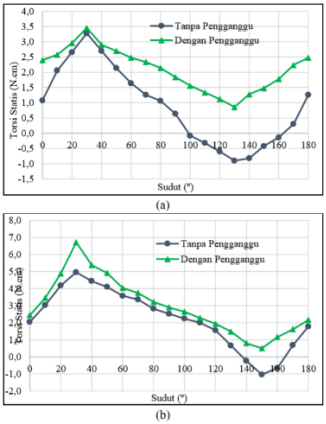


(b)

Gambar 2.24 Grafik Perbandingan CoP Turbin Savonius dengan Silinder Pengganggu (CoP) dan Tanpa Silinder Pengganggu (CoP_0) terhadap *Tip Speed Ratio* (λ) pada S/D = 2,8 dan bilangan Reynolds (a) $9{,}7 \times 10^4$ dan (b) $13{,}6 \times 10^4$ (Hilda, 2019).

Pada penelitian ini juga dilakukan pengukuran torsi statis yang menggunakan variasi sudut dalam pengukurannya. Pengukuran torsi statis diawali dengan menyiapkan peralatan dan memasang benda uji pada *test section* di depan *axial fan*. Kemudian mengatur sudut bukaan turbin Savonius sebesar 0° dan menyalakan *axial fan* dengan mengatur besar tegangan menggunakan *voltage regulator* hingga mencapai nilai kecepatan yang diinginkan. Setelah memperoleh kecepatan angin yang *steady*, pengukuran torsi statis tanpa silinder pengganggu dilakukan dengan menggunakan *torque meter*. Kemudian *axial fan* dimatikan dan mengulangi Langkah-langkah tersebut dengan variasi sudut $0° \leq \theta \leq 180°$ dengan

kenaikan sudut sebesar 10°. Variasi d/D yang digunakan pada pengukuran torsi statis adalah variasi d/D sebesar 0,6 pada bilangan Reynolds 9,7 × 10^4 dan variasi d/D sebesar 0,5 pada bilangan Reynolds 13,6 × 10^4.

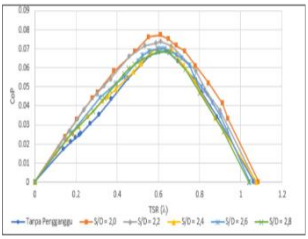


Gambar 2.25 Grafik Torsi Statis terhadap Posisi Sudut *Blade* Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan Reynolds (a) 9,7 × 10^4 (b) 13,6 × 10^4 pada S/D = 2,8 (Hilda, 2019)

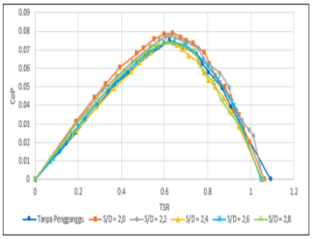
Berdasarkan hasil percobaan didapatkan penambahan silinder penghalang didepan *returning blade* pada S/D = 2,8 efektif meningkatkan nilai torsi statis pada bilangan Reynolds 9,7 × 10^4 dan pada bilangan Reynolds 13,6 × 10^4. Pada bilangan Reynolds 9,7 × 10^4, nilai torsi statis maksimal pada sudut 30° dengan menggunakan silinder pengganggu dengan nilai torsi statis sebesar 2,38 N.cm. Sedangkan pada bilangan Reynolds 13,6 × 10^4, nilai torsi statis maksimal terjadi pada sudut 30° dengan menggunakan silinder pengganggu dengan nilai torsi statis sebesar 6,72 N.cm.

2.8.5 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 = 2,0; 2,2; 2,4; 2,6; 2,8 Bilangan Reynolds = 96000, 134000, 173000"*

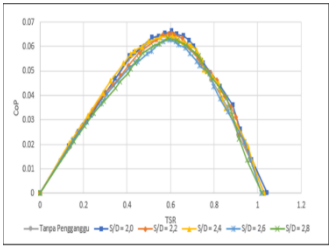
Penelitian ini dilakukan oleh **Mudjahidin** (2018). Tujuan dari penelitian ini adalah untuk mengetahui pengaruh pemberian silinder pengganggu didepan *returning blade* terhadap performa turbin. Penelitian dilakukan dengan variasi rasio antara jarak pusat turbin angin Savonius dengan pusat silinder pengganggu terhadap diameter sudu turbin Savonius (S/D) sebesar 2,0; 2,2; 2,4; 2,6; 2,8 dan pada bilangan Reynolds fluida sebesar 96.000, 134.000, dan 173.000. Penelitian ini dilakukan dengan pemasangan dan *setting* alat, lalu mengambil data temperatur. Setelah itu *fan* dinyalakan dan kecepatannya di *setting* hingga bilangan Reynolds 96000 dengan kecepatan angin 5 m/s. Setelah itu diukur torsi dinamis tanpa adanya silinder pengganggu didepan turbin. Setelah itu ditambahkan massa pemberat dengan penambahan massa sesuai dengan variasi yang telah ditentukan. Setelah itu dilakukan perhitungan torsi dinamis dengan mengukur nilai massa yang terbaca di neraca pegas. Kemudian langkah-langkah tersebut diulangi sampai turbin angin Savonius berhenti berputar, dan dengan mengganti bilangan Reynolds menjadi 134000 dan 173000. Pada penelitian ini silinder pengganggu diletakkan dengan mengatur rasio posisi silinder pengganggu silinder dalam arah tegak lurus arah angin terhadap sudu angin terhadap sudu turbin angin (y/D) sebesar 0,5 dengan rasio jarak pusat turbin angin Savonius dan pusat silinder pengganggu (S/D) sebesar 2,0; 2,2; 2,4; 2,6; 2,8 dan rasio diameter silinder pengganggu terhadap diameter turbin angin Savonius (d/D) sebesar 0,5. Setelah itu *axial fan* dimatikan dan dilakukan pengolahan data yang didapat.



(a)



(b)



(c)

Gambar 2.26 Grafik *Coefficient of Power* (CoP) Turbin Angin Savonius fungsi *Tip Speed Ratio* (TSR) Tanpa dan Dengan Silinder Pengganggu pada Bilangan Reynolds: (a) 96000, (b) 134000, dan (c) 173000 (Fikri, 2018)

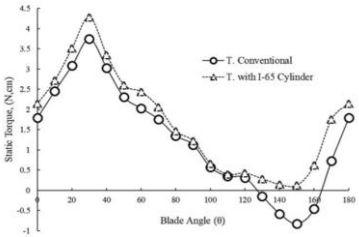
Dari penelitian ini didapatkan hasil peningkatan nilai *coefficient of power* yang dimiliki turbin. Berdasarkan grafik tersebut dapat dilihat bahwa pemberian silinder pengganggu pada posisi S/D = 2,0; 2,2; 2,4 dan 2,6 memiliki nilai CoP yang lebih tinggi dibandingkan dengan nilai CoP turbin tanpa menggunakan silinder pengganggu. Pada ketiga bilangan Reynolds tersebut juga didapatkan bahwa penggunaan variasi peletakan silinder pengganggu pada S/D = 2,0 dinilai paling efektif dalam menaikkan nilai dari *coefficient of power* yang dimiliki turbin, dimana kenaikan CoP turbin pada bilangan Reynolds sebesar 96.000 adalah sebesar 13,23%, pada bilangan Reynolds 134.000 sebesar 5,3%, dan pada bilangan Reynolds

173.000 sebesar 4,76%. Pemberian silinder pengganggu dengan variasi jarak S/D = 2,0 ini terbukti efektif mengurangi tekanan didepan *returning blade*, yang menyebabkan selisih *pressure drag* dan gaya *drag* di bagian depan dan belakang *returning blade* akan menurun sehingga selisih gaya *drag* antara kedua sudu turbin meingkat. 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 yang menyebabkan titik separasi menjadi mundur dan membuat daerah *wake* menjadi mengecil. Hal ini kemudian mengakibatkan gaya *drag* pada *returning blade* menurun dan selisih gaya *drag* antara kedua sudu akan meningkat dan membuat nilai *coefficient of power* yang dihasilkan oleh turbin menjadi lebih besar.

2.8.6 Studi Eksperimen dan Numerik Pengaruh Penggunaan Silinder Tipe I-65° Terhadap Performa Turbin Angin Savonius

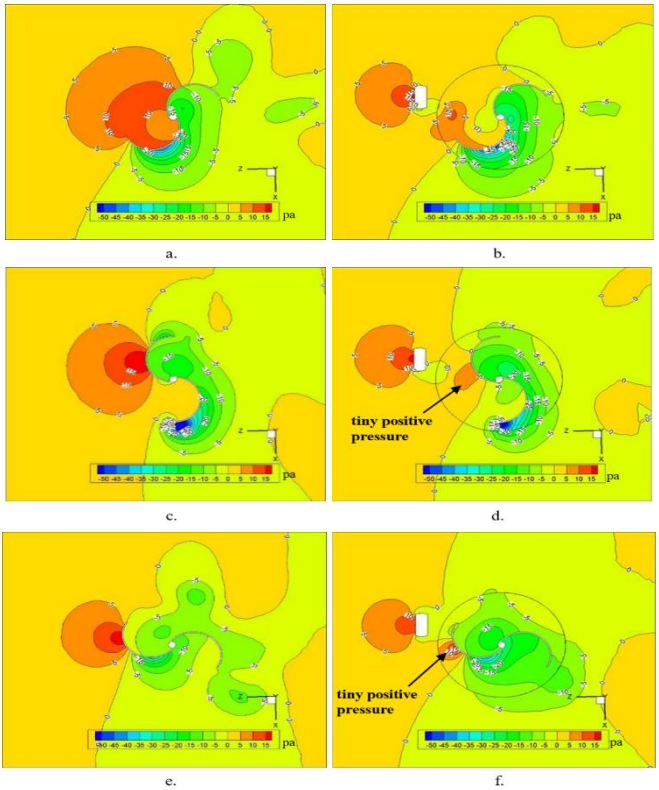
Penelitian ini dilakukan oleh **Gunawan et al** (2019). Penelitian ini bertujuan untuk meningkatkan performa turbin angin Savonius dengan menambahkan silinder pengganggu tipe I-65°. Penelitian ini dilakukan pada bilangan Reynolds sebesar $9{,}9\times10^4$ atau pada kecepatan alir fluida sebesar 5 m/s. Variasi rasio diameter silinder pengganggu terhadap diameter turbin yang digunakan (d/D) sebesar 0,54 dengan penempatan silinder didepan turbin angin Savonius (S/D) sebesar 1,4. Pada penelitian ini dilakukan dua metode yaitu metode eksperimen dan juga metode simulasi menggunakan Ansys Fluent 19.1.

Dari hasil eksperimen yang dilakukan, didapatkan bahwa turbin memiliki nilai *self-starting* paling baik pada saat turbin berada pada sudut 30° dan memiliki nilai *self-starting* paling rendah pada saat turbin berada pada sudut 150°.



Gambar 2.27 Perbandingan Nilai Torsi Statis pada Turbin Angin Savonius Tanpa Pengganggu dan dengan diberikan Pengganggu Silinder I-65° (dalam N.cm) terhadap fungsi sudut θ pada bilangan Reynolds 99000 dengan Peletakan Silinder Sirkular (S/D) sebesar 1,4 (Gunawan et al, 2019)

Berdasarkan gambar 2.27, dapat dilihat bahwa sudut-sudut kritis yang terjadi adalah pada saat turbin berada pada sudut 30°, 90°, dan 150°. Selanjutnya dilakukan analisa kontur kecepatan dan tekanan yang terjadi pada masing-masing sudut kritis tersebut.



Gambar 2.28 Perbandingan *Static Pressure Contour* antara Turbin Angin Savonius Tanpa dan Dengan Pengganggu Silinder Tipe I-65° λ = 0,8; Re = 99000, dan S/D = 1,4. Pada: (a) turbin konvensional θ=30°, (b) turbin dengan pengganggu silinder tipe I-65° θ=30°, (c) turbin konvensional θ=90°, (d) turbin dengan silinder penghalang tipe I-65° θ=90°, (e) turbin konvensional θ=150°, (f) turbin dengan silinder penghalang tipe I-65° θ=150° (Gunawan et al, 2019)

Gambar 2.28 diatas menunjukkan hasil perbandingan kontur tekanan yang terjadi pada masing-masing sudut kritis dengan ada atau tidaknya silinder penghalang. Pada gambar 2.28 (a) dan (b) adalah perbandingan antara beda tekanan pada saat turbin berada pada sudut 30°, dimana pada saat ditambahkan silinder pengganggu, tekanan di sekitar *advancing* dan *returning* blade sama-sama mengalami penurunan tekanan sebesar 5 Pa. Namun terjadi juga penurunan kecepatan yang signifikan pada sisi-sisi didekat poros turbin sebesar 10 Pa. Sedangkan pada sisi *downstream* turbin kondisinya relatif *steady*, sehingga tidak ada perbedaan nilai tekanan pada *downstream*. Dikarenakan penurunan tekanan yang terjadi pada *upstream* yang juga diikuti dengan wilayah *downstream* yang relative *steady*, maka selisih tekanan pada sisi *returning blade* menjadi naik. Hal ini kemudian menjadikan turbin memiliki nilai torsi statis yang paling baik.

Selanjutnya, pada gambar 2.28 (c) dan (d), terlihat pola kontur tekanan pada saat turbin berada pada sudut 90°, dimana pada saat ini turbin juga mengalami penurunan tekanan pada sisi *advancing* maupun *retutning blade* sama seperti pada saat turbin berada pada sudut 30°. Namun pada saat turbin berada pada posisi ini muncul daerah didepan *returning blade* yang bernilai positif. Daerah ini merupakan daerah *reattachment* dari separasi aliran pada silinder I-65°. Dikarenakan adanya daerah ini, maka menyebabkan penurunan *performance* turbin yang semula bernilai optimal pada sudut 30°.

Selain itu, pada penelitian ini juga dibahas kontur tekanan pada saat turbin berada pada sudut 150° dimana pada kondisi ini turbin memiliki nilai *self-starting* paling rendah. pada sudut ini juga terjadi hal yang sama seperti pada saat turbin berada pada sudut 90°, namun pada kondisi ini daerah *reattachment* dari separasi aliran pada silinder memiliki nilai tekanan yang

lebih positif, sehingga menyebabkan turbin mengalami penurunan kinerja.

2.9 Perbandingan Penelitian

Beberapa penelitian terkait turbin angin Savonius sudah dilakukan oleh para peneliti terdahulu. Pada turbin angin Savonius sendiri juga banyak faktor-faktor yang dapat dianalisis. Berikut beberapa perbedaan antara penelitian terdahulu dan penelitian yang saya lakukan:

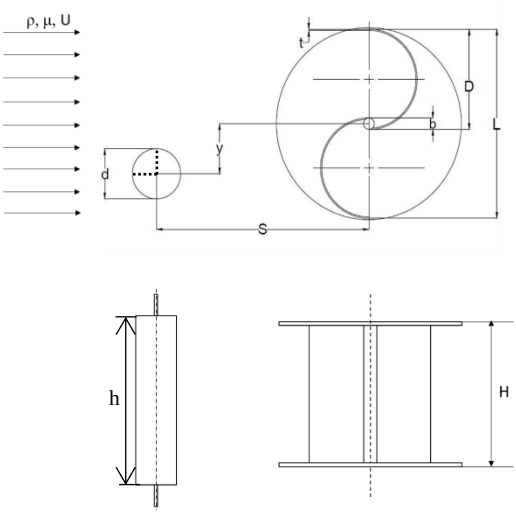
Tabel 2.2 Perbandingan Penelitian

	Mahmoud et al (2010)	Altan et al (2008)	Fikri (2018)	Hilda (2019)	Gunawan et al (2019)	Vega (2020)
Variasi	Blade, stage, β, α, endplate	L, sudut α dan β	S/D = 2,0; 2,2; 2,4; 2,6; 2,8 Re = 96000 134000 173000	Re = 97000 dan 136000 S/D = 2,8	Re = 99000; S/D = 1,4	S/D = 2,0 Re = 74000 ─ 175000
Penggangu	-	Plat datar	Silinder d/D = 0,5	Silinder d/D = 0,1 ─ 1,0	Silinder tipe I-65°	Silinder, d/D = 0,5
U (m/s)	6 ─ 12	7	3, 5 dan 7	5 dan 7	5	3,8; 4,4; 5, 6, 7, 8, dan 9
Metode	Eksperimen	Eksperimen	Eksperimen	Eksperimen	Eksperimen dan Simulasi	Eksperimen

BAB III
METODOLOGI

3.1 Parameter yang Dianalisis

Pada penelitian ini, digunakan parameter-parameter yang akan dianalisis untuk mengetahui ada atau tidaknya pengaruh dari parameter-parameter tersebut terhadap penelitian yang dilakukan. Parameter-parameter yang dianalisis pada penelitian ini antara lain densitas udara, viskositas udara, kecepatan udara, diameter silinder pengganggu, diameter turbin Savonius, lebar *overlap*, tinggi turbin, serta letak silinder pengganggu terhadap *returning blade*. Berikut skema penelitian yang akan dilakukan beserta parameter-parameter yang diukur:



Gambar 3.1 Skema Penelitian dan Parameter Ukur

Dimana:

D = diameter sudu turbin Savonius (m)

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

d = diameter silinder pengganggu (m)

b = diameter poros (m)

L = diameter turbin (m)

U = kecepatan aliran (m/s)

ρ = massa jenis udara (kg/m^3)

μ = viskositas udara (Ns/m^2)

h = tinggi silinder pengganggu (m)

H = tinggi turbin Savonius (m)

ω = putaran sudu (n)

t = ketebalan sudu turbin (m)

3.2 Analisis Dimensi

Pada penelitian ini dilakukan analisis dimensi untuk mengetahui variabel apa saja yang mempengaruhi performa dari turbin angin Savonius yang dihalangi dengan silinder pengganggu dengan diameter tertentu.

3.2.1 Analisis Dimensi untuk *Coefficient of Power*

Langkah-langkah yang perlu dilakukan dalam menganalisis dimensi yaitu sebagai berikut:

1. Menentukan parameter-parameter yang mempengaruhi *power*

$$P = f\ (\rho, \mu, U, D, b, d, \mathrm{S}, H, \omega)$$

Jumlah parameter (n) = 10 parameter

Parameter-parameter tersebut adalah:

P = power (*watt*)

ρ = massa jenis udara (kg/m^3)
μ = viskositas absolut udara (Ns/m^2)
U = kecepatan aliran udara (m/s)
D = diameter turbin Savonius (m)
b = diameter poros (m)
d = diameter silinder pengganggu (m)
S = jarak antara pusat silinder pengganggu dengan pusat silinder *returning blade* (m)
H = tinggi turbin Savonius (m)
ω = putaran sudu turbin angin (rad/s)

2. Menentukan satu grup dimensi primer yang digunakan. Dengan menggunakan dimensi primer M, L, dan t dilakukan pembuatan dimensi primer dari parameter-parameter yang digunakan.

Tabel 3.1 Dimensi Parameter

Parameter	P	ρ	μ	U	D	b	d	S	H	ω
Dimensi	$\frac{ML^2}{t^3}$	$\frac{M}{L^3}$	$\frac{M}{Lt}$	$\frac{L}{t}$	L	L	L	L	L	$\frac{1}{t}$

3. Memilih parameter berulang (m) yang jumlahnya sama dengan jumlah dimensi primer (r) yang digunakan yaitu: ρ, U, dan D. Jumlah parameter berulang (m) = r = 3.
4. Menentukan grup tanpa dimensi yang akan dihasilkan. Jumlah grup tanpa dimensi dihitung menggunakan = n-m = 10-3 = 7 grup tanpa dimensi

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

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

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

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

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

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

$$\pi_7 = \frac{\omega D}{U}$$

Berdasarkan analisa dimensi yang sudah dilakukan, diperoleh grup tak berdimensi sebagai berikut:

π_1 = *Coefficient of Power* (CoP)

π_2 = Bilangan Reynolds (Re)

π_3 = Rasio diameter silinder pengganggu dengan diameter turbin Savonius

π_4 = Rasio jarak antara pusat turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu terhadap diameter turbin angin Savonius

π_5 = Rasio diameter *overlap* turbin Savonius dengan diameter sudu turbin Savonius dengan diameter turbin Savonius

π_6 = Rasio tinggi turbin angin dengan diameter turbin Savonius

π_7 = Rasio kecepatan tip (TSR)

5. Didapatkan hubungan antara masing-masing grup variabel tak berdimensi

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

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

Pada penelitian ini, variabel yang nilainya bersifat tetap adalah $\frac{d}{D}, \frac{b}{D}, \frac{y}{D}, \frac{S}{D}\ dan\ \frac{H}{D}$. Sedangkan variabel yang divariasikan pada penelitian ini adalah $\frac{\mu}{\rho UD}\ dan\ \frac{\omega D}{U}$. Variabel-variabel tersebut divariasikan agar dapat diketahui pengaruhnya terhadap *coefficient of power* dari turbin angin Savonius. Sehingga dapat dituliskan sebagai berikut:

$$\frac{P}{\rho U^3 D^2} = f_2(\frac{\mu}{\rho UD}, \frac{\omega D}{U})$$

Pada penelitian ini, nilai diameter turbin (D) berbanding lurus dengan nilai L, dimana nilai L yang digunakan pada penelitian ini adalah L = 2D – b – 2t, dengan nilai e tetap. Sehingga dapat dituliskan:

$$\frac{P}{\rho U^3 D^2} = f_3(\frac{\mu}{\rho UL}, \frac{\omega D}{U})$$

$$CoP = f_4\ (Re, TSR)$$

3.2.2 Analisis Dimensi untuk *Coefficient of Moment*

Langkah-langkah yang dilakukan dalam analisis dimensi adalah sebagai berikut:

1. Menentukan parameter-parameter yang berpengaruh

$$T = f\ (\rho, \mu, U, D, b\ d, S, H, \omega)$$

Jumlah parameter (n) = 10 parameter
Parameter-parameter tersebut adalah sebagai berikut:
T = torsi (N.m)
ρ = massa jenis udara (kg/m^3)

μ = viskositas absolut udara (Ns/m^2)
U = kecepatan aliran udara (m/s)
D = diameter turbin Savonius (m)
b = diameter *overlap* (m)
d = diameter silinder pengganggu (m)
S = jarak antara pusat silinder pengganggu dan pusat silinder *returning blade* (m)
H = tinggi turbin Savonius (m)
ω = putaran sudu turbin angin (rad/s)

2. Menentukan satu grup dimensi primer yang digunakan. Dengan menggunakan dimensi primer M, L, dan t dilakukan pembuatan dimensi primer dari parameter-parameter yang digunakan.

Tabel 3.2 Dimensi Parameter Cm

Parameter	T	ρ	μ	U	D	b	d	S	H	ω
Dimensi	$\frac{ML^2}{t^2}$	$\frac{M}{L^3}$	$\frac{M}{Lt}$	$\frac{L}{t}$	L	L	L	L	L	$\frac{1}{t}$

3. Memilih parameter berulang (m) yang jumlahnya sama dengan jumlah dimensi primer (r) yang digunakan yaitu: ρ, U, dan D. Jumlah parameter berulang (m) = r = 3.
4. Menentukan grup tanpa dimensi yang akan dihasilkan. Jumlah grup tanpa dimensi dihitung menggunakan = n-m = 10-3 = 7 grup tanpa dimensi

$$\pi_1 = \frac{T}{\rho U^3 D^2}$$

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

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

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

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

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

$$\pi_7 = \frac{\omega D}{U}$$

Berdasarkan analisa dimensi yang sudah dilakukan, diperoleh grup tak berdimensi sebagai berikut:

π_1 = *Coefficient of Moment* (C_M)

π_2 = Bilangan Reynolds (Re)

π_3 = Rasio diameter silinder pengganggu dengan diameter turbin Savonius

π_4 = Rasio jarak antara pusat turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu terhadap diameter turbin angin Savonius

π_5 = Rasio diameter *overlap* turbin Savonius dengan diameter sudu turbin Savonius dengan diameter turbin Savonius

π_6 = Rasio tinggi turbin angin dengan diameter turbin Savonius

π_7 = Rasio kecepatan tip (TSR)

5. Didapatkan hubungan antara masing-masing grup variabel tak berdimensi

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

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

Pada penelitian ini, variabel yang nilainya bersifat tetap adalah $\frac{d}{D}, \frac{b}{D}, \frac{y}{D}, \frac{S}{D}$ dan $\frac{H}{D}$. Sedangkan variabel yang divariasikan pada penelitian ini adalah $\frac{\mu}{\rho UD}$ dan $\frac{\omega D}{U}$. Variabel-variabel tersebut divariasikan agar dapat diketahui pengaruhnya terhadap *coefficient of power* dari turbin angin Savonius. Sehingga dapat dituliskan sebagai berikut:

$$\frac{T}{\rho U^3 D^2} = f_2(\frac{\mu}{\rho UD}, \frac{\omega D}{U})$$

Pada penelitian ini, nilai diameter turbin (D) berbanding lurus dengan nilai L, dimana nilai L yang digunakan pada penelitian ini adalah L = 2D – b – 2t, dengan nilai e tetap. Sehingga dapat dituliskan:

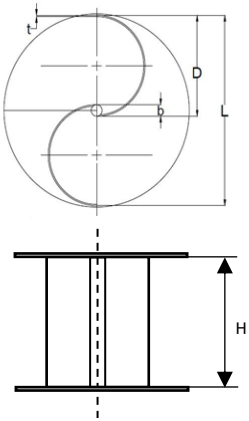
$$\frac{T}{\rho U^3 D^2} = f_3(\frac{\mu}{\rho UL}, \frac{\omega D}{U})$$

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

3.3 Peralatan Penelitian

Pada penelitian ini digunakan berbagai macam peralatan untuk menunjang eksperimen agar mendapatkan hasil yang baik. Peralatan-peralatan yang digunakan pada penelitian ini antara lain:

3.3.1 Benda Uji



Gambar 3.2 Skema Turbin Angin Savonius

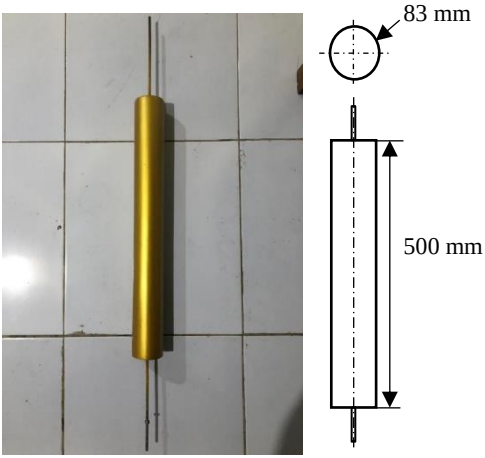
Penelitian ini dilakukan dengan menggunakan turbin angin Savonius yang diberikan pengganggu berupa silinder sirkular. Spesifikasi turbin angin Savonius yang digunakan adalah sebagai berikut:

- Diameter sudu turbin (D) = 167 mm
- Tinggi (H) = 298 mm
- Diameter poros (b) = 19,56 mm
- Diameter *endplate* (Do) = 320 mm
- Ketebalan sudu turbin (t) = 3 mm

Sedangkan untuk silinder pengganggu yang digunakan pada penelitian ini memiliki spesifikasi sebagai berikut:

- Diameter (d) = 83,5 mm
- Tinggi silinder pengganggu = 500 mm

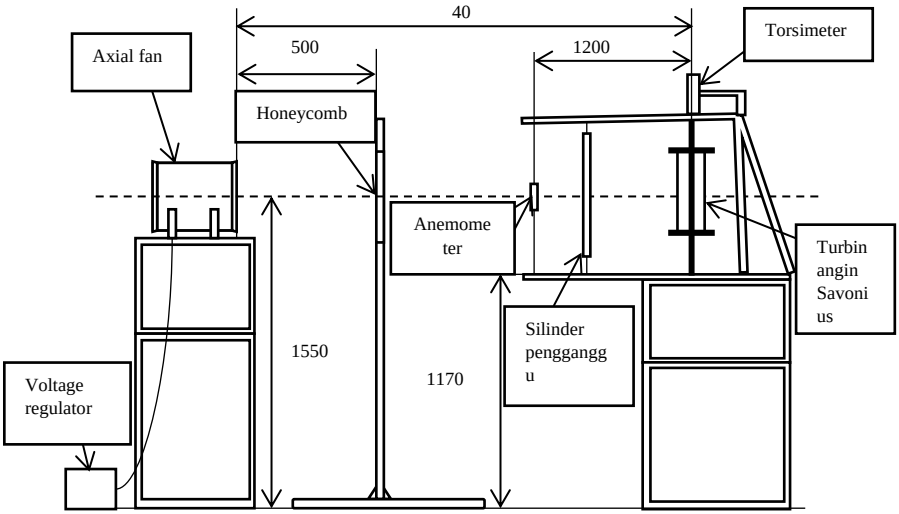
- Rasio posisi silinder pengganggu yang tegak lurus arah datangnya aliran angin dengan diameter sudu turbin Savonius (y/D) = 0,5
- Rasio diameter silinder pengganggu terhadap diameter turbin angin Savonius (d/D) = 0,5
- Rasio jarak antara pusat turbin angin Savonius dengan pusat silinder pengganggu terhadap diameter sudu turbin Savonius (S/D) = 2,0.



Gambar 3.3 Skema Silinder Pengganggu

3.3.2 Penyangga Turbin Angin Savonius

Pada penelitian ini digunakan sebuah penyangga sebagai tempat peletakkan turbin Savonius dan juga silinder pengganggu. Susunan dari rangkaian peralatan dan penyangga dapat dilihat pada gambar 3.4 berikut ini:



Gambar 3.4 Skema Susunan Peralatan Penelitian beserta Dimensi (mm)

3.3.3 *Axial Fan*

Pada penelitian ini *axial fan* digunakan sebagai sumber aliran udara. *Axial fan* yang digunakan untuk pengujian ini adalah tipe **CKE SPV-18**. Berikut spesifikasi dan *detail* dari *axial fan* yang dipakai:

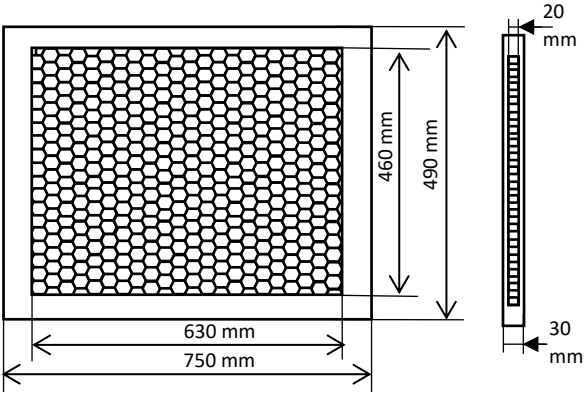
Gambar 3.5 *Axial Fan* **CKE SPV-18**

Tabel 3.3 Spesifikasi *Axial Fan* **CKE SPV-18**

SPESIFIKASI	
Diameter	18 inch / 450 mm
Speed	2850 RPM
Air Flow	4413 CFM
Power	1700 Watt
Static Press	520 Pa
Phase	1
Voltage	220-240 V

3.3.4 *Honeycomb*

Pada penelitian ini *honeycomb* digunakan untuk menyeragamkan aliran angin yang bergerak dari *axial fan* menuju turbin angin Savonius. *Honeycomb* yang digunakan memiliki spesifikasi sebagai berikut:



Gambar 3.6 *Honeycomb*

- Panjang sisi *frame* = 750 mm
- Panjang sisi *honeycomb* = 630 mm
- Tinggi *honeycomb* = 460 mm
- Tinggi *frame* = 490 mm
- Tebal *frame* = 30 mm
- Tebal *honeycomb* = 20 mm
- *Meshing size* = 0,0248 lubang/mm^2

3.3.5 Alat Ukur

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

3.3.5.1 Tachometer

Tachometer merupakan alat ukur yang digunakan untuk mengukur kecepatan rotasi sebuah objek. Alat ukur ini menunjukkan nilai dari rotasi benda secara digital. Tachometer yang digunakan pada pengujian ini adalah **Tachometer OMEGA seri HHT12** dengan kemampuan pembacaan 0,05 m sampai dengan 7,6 m dengan akurasi pembacaan sebesar 0,01% ±1 digit. Berikut spesifikasi tachometer yang digunakan dalam penelitian ini:

Gambar 3.7 Tachometer

Tabel 3.4 Spesifikasi Tachometer

SPESIFIKASI	
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 V DC batteries
Environmental	5 to 40°C

3.3.5.2 Anemometer

Anemometer digunakan untuk mengukur kecepatan angin. Sama halnya seperti tachometer, anemometer menunjukkan hasil pengukuran secara digital. Anemometer yang digunakan pada penelitian ini adalah anemometer model **Omega HHF141** dengan resolusi sebesar 0,01 m/s. Berikut merupakan spesifikasi dari anemometer yang digunakan:

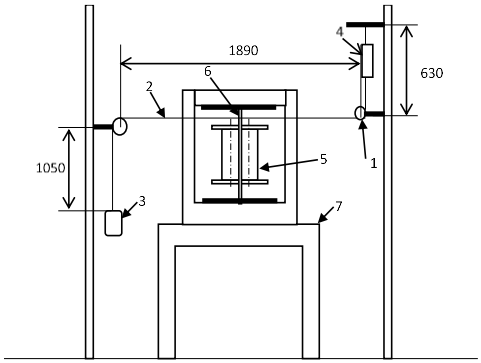
Gambar 3.8 Anemometer

Tabel 3.5 Spesifikasi Anemometer

SPESIFIKASI	
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 in. LCD, 4 digits
Air Flow	
Range	***Resolution***
AP100	1,5 to 35,00 m/sec
2,75 inch	0,2 to 40,00 m/sec
Temperature	
Operating Type	***Temperature***
Instrument	0 to 50°C
Probes	-20 to 100°C

3.3.5.3 Brake Dynamometer

Brake dynamometer digunakan untuk mengukur nilai torsi dinamis. Nilai torsi dinamis didapat dari perhitungan selisi massa pemberat dan nilai yang dibaca oleh neraca pegas. Berikut skema dan *free body diagram* dari *break dynamometer*.



Gambar 3.9 Susunan *Brake Dynamometer*

Keterangan:

1. *Pulley*
2. Benang
3. Massa pemberat
4. Neraca pegas
5. Turbin angin Savonius
6. *Disk*
7. Meja penyangga

3.3.5.4 Torque Meter

Torque meter merupakan alat ukur digital yang digunakan untuk mengukur torsi statis yang dihasilkan poros. *Torque meter* yang digunakan pada penelitian ini adalah ***Torque Meter* LUTRON model TQ-8800** dengan resolusi sebesar 0,1 Newton-cm. Berikut gambar serta spesifikasi dari *torque meter* yang digunakan.

Gambar 3.10 *Torque Meter* LUTRON model TQ-8800

Tabel 3.6 Spesifikasi *Torque Meter* LUTRON Model TQ-8800

Display Unit/Resolution				
Unit	*Max. Range*	*High Resolution*	*Low resolution*	*Overload protection range*
Kg-cm	15 kg-cm	0,01 kg-cm	0,1 kg-cm	22,5 kgf-cm max
Lb-in.	12,99 Lb-in.	0,01 lb-in.	0,1 lb-in.	19,53 lbf-in. max
N-cm	147,1 N-cm	0,1 N-cm	1 N-cm	220,1 N-cm max

Prosedur pengukuran torsi dinamis dengan menggunakan *brake dynamometer* adalah dengan terlebih dahulu memasang benang nylon secara melingkar pada terbin Savonius. Kemudian benang akan diberi pemberat ketika turbin angin berputar, hal ini bertujuan untuk menurunkan putaran yang dihasilkan dari poros. Pada saat penambahan massa dilakukan, harga putaran poros yang ditunjukkan oleh tachometer serta harga massa pemberat yang ditunjukkan oleh neraca pegas dicatat.

Penambahan berat terus dilakukan hingga turbin angin tidak berputar dan berhenti. Pada penelitian ini digunakan neraca pegas **NAGATA Tipe C-5**. Berikut gambar serta spesifikasi dari neraca pegas yang digunakan.

Gambar 3.11 Neraca Pegas **Nagata Tipe C-5**

Tabel 3.7 Spesifikasi Neraca Pegas Nagata Tipe C-5

Capacity	3 kg
Graduation	10 gr
Features	*High Impact* ABS *Body*
Platter Size	*Pan size*: Ø 290 mm aluminium *round pan, dual display chart, dial* 187 mm

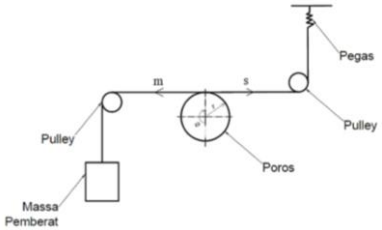
Pada penelitian ini pemberat yang digunakan untuk mendapatkan nilai torsi dinamis dan variasi TSR pada *brake dynamometer* adalah pemberat tipe **NHK M-1** dan juga menggunakan tambahan berupa lilitan kawat yang bervariasi. Berikut gambar dan spesifikasi pemberat yang digunakan.

Gambar 3.12 Pemberat

Tabel 3.8 Spesifikasi Pemberat **NHK M-1**

SPESIFIKASI								
Berat	1 gr	2 gr	5 gr	10 gr	20 gr	50 gr	100 gr	200 gr
Toleransi	1 mg	1,2 mg	1,5 mg	2,5 mg	2,5 mg	3 mg	5 mg	10 mg

Sedangkan untuk skema *free body diagram* pengambilan data torsi dinamis dapat dilihat pada skema berikut.



Gambar 3.13 *Free Body Diagram Brake Dynamometer*

3.3.5.5 Voltage Regulator

Pada penelitian ini *voltage regulator* berfungsi sebagai pengatur keluaran tegangan yang dibutuhkan saat pengambilan data. *Voltage regulator* yang digunakan pada penelitian ini adalah ***Voltage Regulator*** **Model TDGC 2J-3** dengan kapasitas sebagai berikut.

Gambar 3.14 *Voltage Regulator* Model TGDC 2J-3

Tabel 3.9 Spesifikasi *Voltage Regulator*

SPESIFIKASI				
Capacity	*Phase*	*Input*	*Output*	*Max Output Current*
3000Va	ϕ1	220 V	0-250 V	4,8/12A

3.4 Prosedur Penelitian

Langkah-langkah yang harus dilakukan pada penelitian ini adalah sebagai berikut:

3.4.1 Torsi Dinamis

1. Menyiapkan alat-alat yang akan digunakan.
2. Memasang benda uji yaitu turbin Savonius tanpa silinder pengganggu pada *test section* sesuai skema yang terdapat pada gambar 3.4.

3. Melakukan pengukuran temperatur menggunakan termometer.
4. Menyalakan *axial fan* dan mengatur besar frekuensi yang diperlukan dengan menggunakan *voltage regulator*.
5. Mengukur kecepatan angin dengan menggunakan anemometer dengan kecepatan angin sebesar 3,8 m/s.
6. Setelah kecepatan angin sudah *steady*, dilakukan pencatatan harga putaran turbin tanpa beban dan tanpa pengganggu yang ditunjukkan oleh tachometer.
7. Mengukur torsi dinamis tanpa massa beban dan tanpa silinder pengganggu dengan menggunakan *brake dynamometer*.
8. Menambahkan masa pemberat awal sebesar 19 gram dengan kenaikan pembebanan konstan.
9. Mengukur kecepatan putaran turbin dengan tachometer.
10. Mengukur nilai massa yang terbaca pada neraca pegas serta nilai torsi yang ditunjukkan pada tachometer untuk mendapat nilai torsi dinamis.
11. Mengulangi langkah 8 sampai dengan 10 hingga turbin angin Savonius berhenti berputar.
12. Mengulangi langkah 5 sampai dengan 11 dengan mengubah variasi kecepatan sebesar 4,4 m/s, 5 m/s, 6 m/s, 7 m/s, 8 m/s, 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) sebesar 0,5, jarak antara pusat turbin angin Savonius dan pusat silinder pengganggu dengan rasio (S/D) sebesar 2,0.
14. Mengulangi langkah 4 sampai dengan 12 dengan variasi rasio S/D sebesar 2,0.
15. Mematikan *axial fan*.
16. Mengolah semua data yang diperoleh dan melakukan *plotting* grafik putaran (n) sebagai fungsi *tip speed ratio* dan fungsi bilangan Reynolds, grafik *coefficient of power* (CoP)

dan *coefficient of moment* (C_M) sebagai fungsi *tip speed ratio*.

3.4.2 Torsi Statis

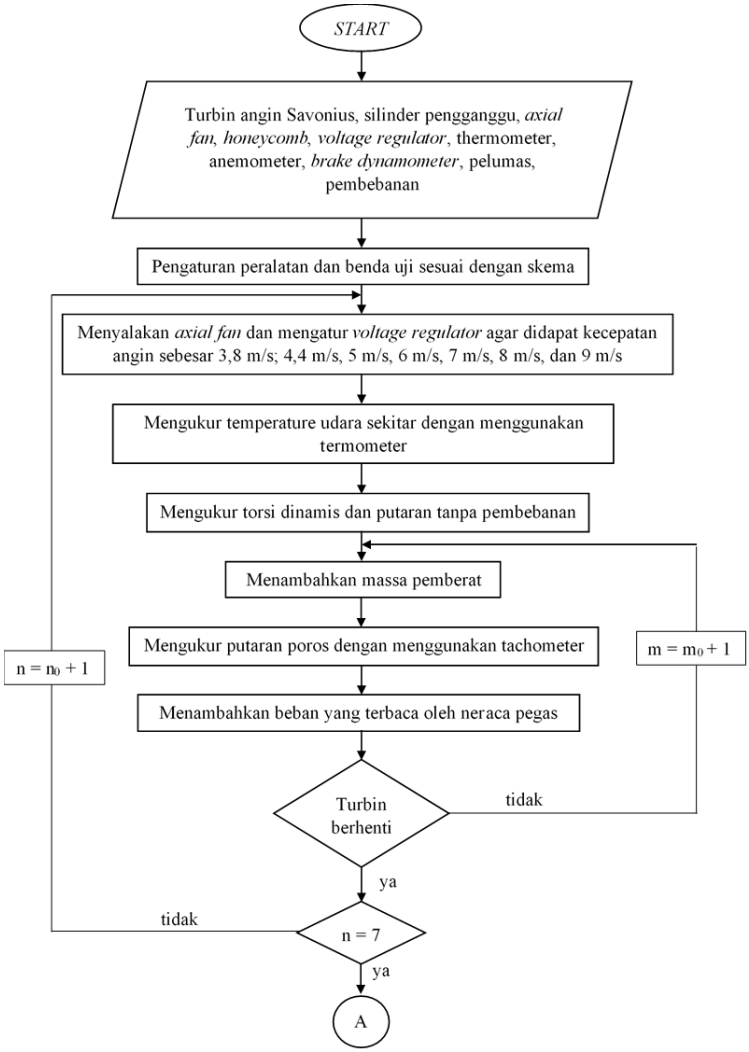
1. Menyiapkan alat-alat yang akan digunakan.
2. Memasang benda uji yaitu turbin Savonius tanpa silinder pengganggu pada *test section* sesuai skema yang terdapat pada gambar 3.4.
3. Menentukan variasi sudut turbin angin Savonius (θ) sebesar 0°.
4. Menyalakan *axial fan* dan mengatur besar frekuensi yang diperlukan dengan menggunakan *voltage regulator*.
5. Mengukur kecepatan angin dengan menggunakan anemometer dengan kecepatan angin sebesar 3,8 m/s.
6. Melakukan pengukuran torsi statis tanpa silinder pengganggu menggunakan *torque meter*.
7. Mematikan *axial fan*.
8. Mengulangi langkah 3 sampai dengan 7 dengan mengubah variasi sudut turbin angin Savonius (θ) sebesar $0° < \theta \leq 180°$ dengan kenaikan sudut sebesar 10°.
9. Mengulangi langkah 3 sampai dengan 8 dengan mengubah kecepatan menjadi 4,4 m/s, 5 m/s hingga 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) sebesar 0,5, jarak antara pusat turbin angin Savonius dan pusat silinder pengganggu dengan rasio (S/D) sebesar 2,0.
11. Menentukan variasi sudut turbin angin Savonius sebesar 0°.
12. Menyalakan *axial fan* dan mengukur kecepatan angin dengan menggunakan Anemometer pada kecepatan 3 m/s.
13. Melakukan pengukuran torsi statis dengan silinder pengganggu menggunakan *Torque Meter*.
14. Mengulangi langkah 11 sampai dengan 15 dengan mengubah variasi sudut turbin angin Savonius (θ) sebesar 0°

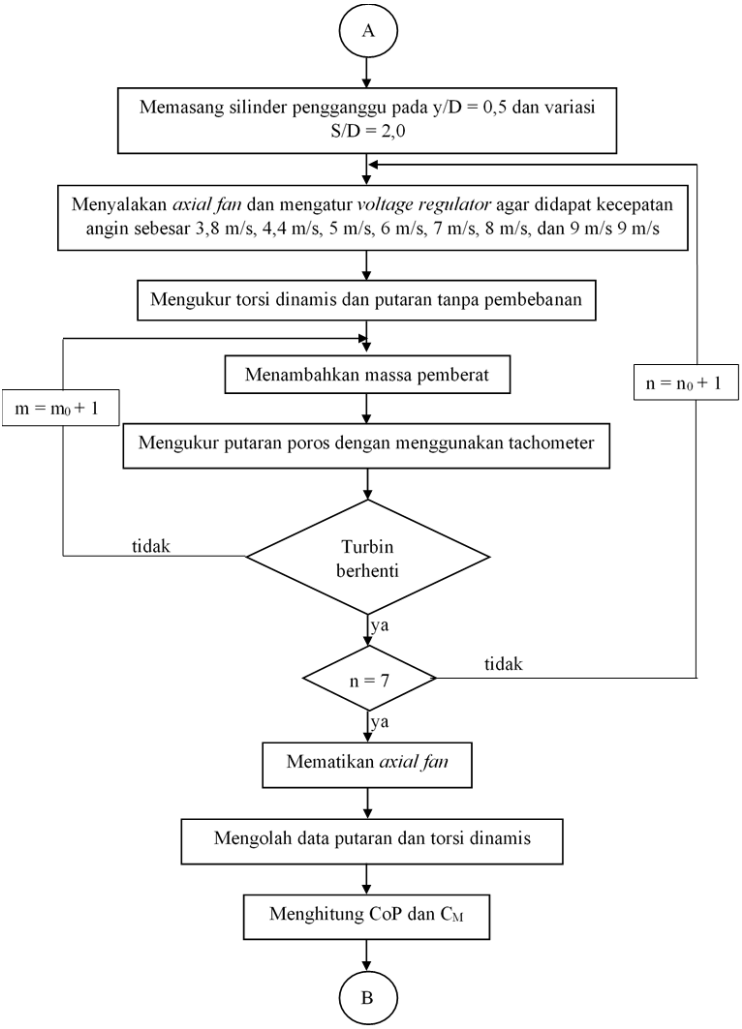
$< \theta \leq 180°$, variasi kecepatan sebesar 4,4 m/s, 5 m/s, 6 m/s, 7 m/s, 8 m/s, dan 9 m/s.

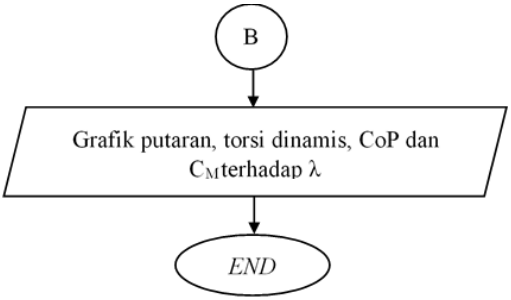
15. Mematikan *axial fan*.
16. Mengolah data torsi statis yang diperoleh dan melakukan *plotting* grafik torsi statis tanpa silinder pengganggu (TS_0) dan torsi statis dengan menggunakan silinder pengganggu (TS) sebagai fungsi sudut (θ).

3.5 *Flowchart* Penelitian

3.5.1 Torsi Dinamis

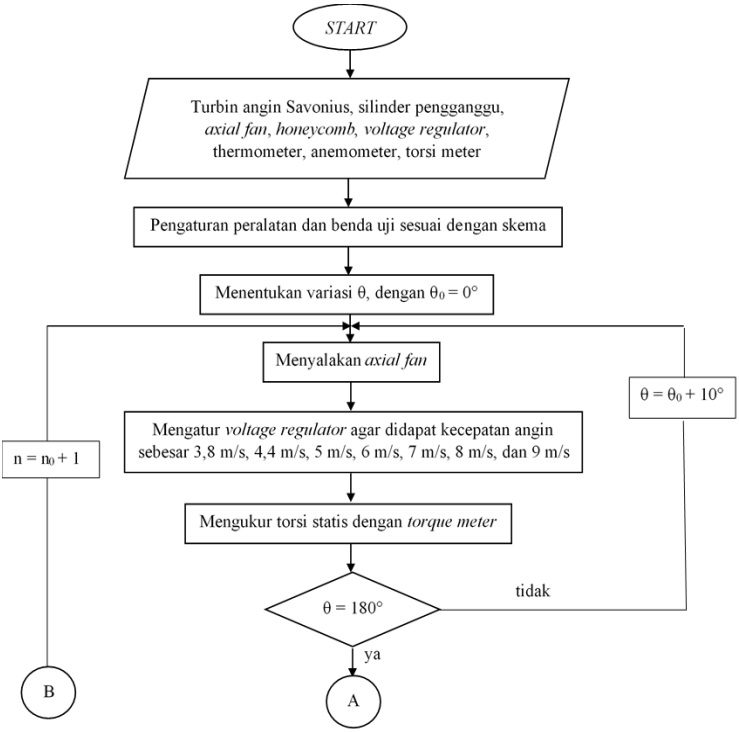


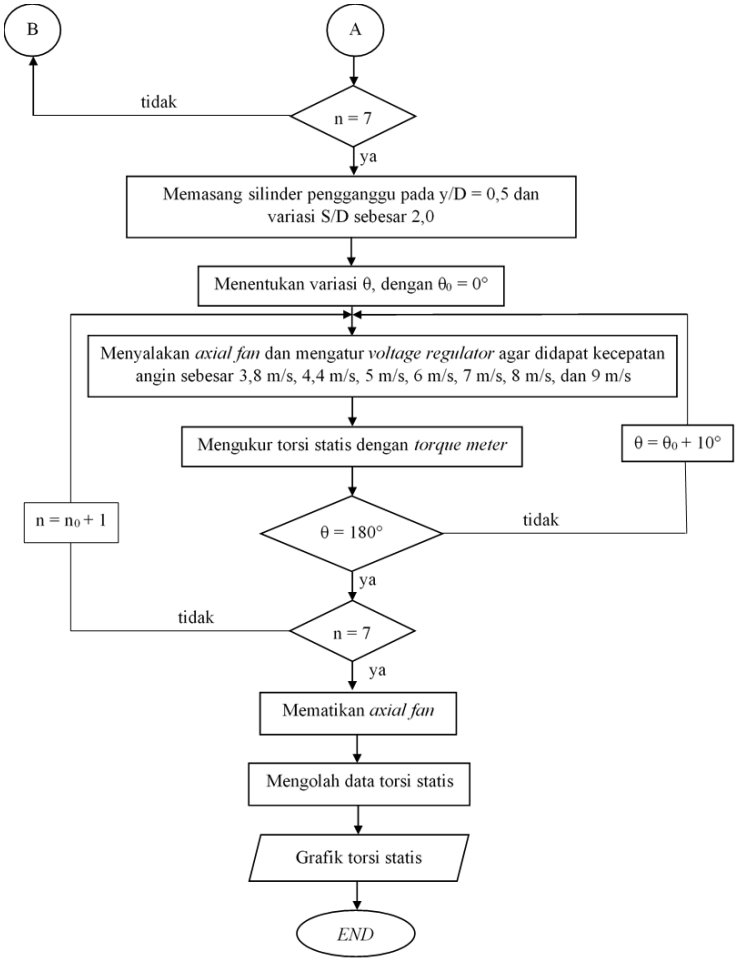

A
Memasang silinder pengganggu pada y/D = 0,5 dan variasi S/D = 2,0
Menyalakan *axial fan* dan mengatur *voltage regulator* agar didapat kecepatan angin sebesar 3,8 m/s, 4,4 m/s, 5 m/s, 6 m/s, 7 m/s, 8 m/s, dan 9 m/s 9 m/s
Mengukur torsi dinamis dan putaran tanpa pembebanan
Menambahkan massa pemberat
m = m0 + 1
n = n0 + 1
Mengukur putaran poros dengan menggunakan tachometer
tidak
Turbin berhenti
ya
n = 7
tidak
ya
Mematikan *axial fan*
Mengolah data putaran dan torsi dinamis
Menghitung CoP dan CM
B



Gambar 3.15 *Flowchart* Torsi Dinamis

3.5.2 Torsi Statis





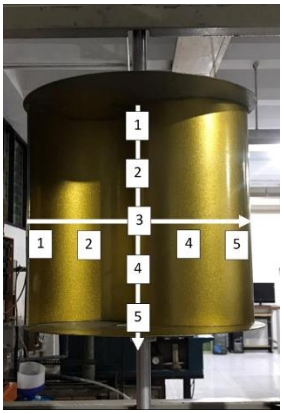
Gambar 3.16 *Flowchart* Torsi Statis

3.6 Jadwal Penelitian

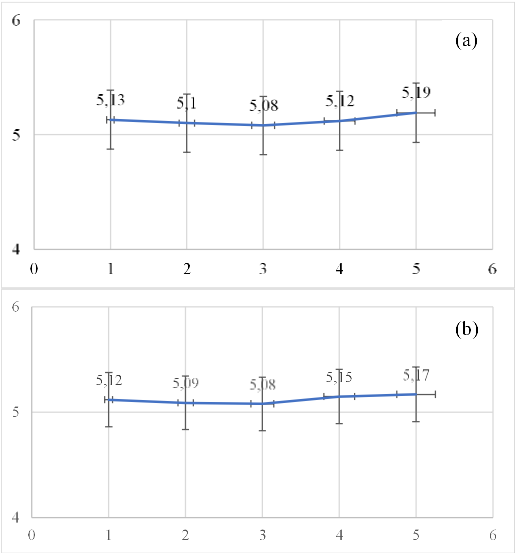
Bulan	Februari				Maret				April				Mei				Juni				Juli				Agustus			
Minggu ke-	I	II	III	IV	I	II	III	IV	I	II	III	IV	I	II	III	IV	I	II	III	IV	I	II	III	IV	I	II	III	IV
Kegiatan																												
Pembuatan proposal																												
Ujian proposal																												
Persiapan eksperimen																												
Eksperimen																												
Pengolahan data																												
Penulisan tugas akhir																												
Ujian tugas akhir																												

3.7 Uji *Uniformity*

Pada penelitian ini dilakukan uji *uniformity* aliran guna mengetahui kecepatan alir fluida di setiap titik turbin angin Savonius. Berikut hasil dari uji *uniformity* yang sudah dilakukan pada penelitian ini:



Gambar 3.17 Titik-Titik Uji *Uniformity* Kecepatan Aliran pada Turbin Angin Savonius



Gambar 3.18 Uji *Uniformity* pada Sumbu Vertikal dan Horizontal Turbin Angin Savonius pada Sumbu (a) Horizontal dan (b) Vertikal

Berdasarkan hasil uji *uniformity* yang sudah dilakukan, dapat dilihat tidak ada perbedaan yang signifikan pada masing-masing titik. Namun untuk memastikan kebenaran nilai tersebut maka perlu dihitung error-error yang mungkin terjadi. Perhitungan error ini dapat dihitung berdasarkan persamaan *uncertainty*:

$$u_R = \pm\left[\left(\frac{x_1}{R}\frac{\partial R}{\partial x_1}u_1\right)^2 + \left(\frac{x_2}{R}\frac{\partial R}{\partial x_2}u_2\right)^2 + \ldots + \left(\frac{x_n}{R}\frac{\partial R}{\partial x_n}u_n\right)^2\right]^{1/2}$$

Dimana:

x = variabel terukur

u = *relative uncertainty* dari masing-maring variabel terukur

R = hasil dari eksperimen

Dari hasil uji *uniformity* tersebut dapat terlihat bahwa tidak terdapat perbedaan yang signifikan dari tiap titik turbin angin Savonius.

3.8 Perhitungan *Uncertainty* Pengukuran

Dalam suatu eksperimen, faktor lain yang perlu diperhatikan adalah *uncertainty* (ketidakpastian) dari suatu eksperimen tersebut. *Uncertainty* dihitung untuk mengetahui ukuran ketidakpastian dalam suatu eksperimen. Pada penelitian ini, perhitungan *uncertainty* menggunakan hasil data kinerja turbin pada saat tidak diberikan silinder pengganggu pada kecepatan 5 m/s. Berikut merupakan contoh perhitungan *uncertainty tip speed ratio* (λ) pada titik maksimum *coefficient of power*, untuk perhitungan *uncertainty* pada variabel lainnya dapat dilihat pada lampiran pada tugas akhir ini.

- *Uncertainty* pada pembacaan kecepatan (U)

$$u_U = \pm\frac{0{,}01}{5} = \pm 0{,}002$$

- *Uncertainty* pada pembacaan putaran (ω)

$$u_\omega = \pm\frac{0{,}1}{188} = \pm 5 \times 10^{-4}$$

- *Uncertainty* pada pembacaan jari-jari turbin (R)

$$u_R = \pm\frac{1}{154{,}5} = \pm 6{,}4 \times 10^{-3}$$

- *Uncertainty* pada pembacaan *tip speed ratio* (λ)

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

$$\lambda = \omega R U^{-1}$$

$$d\lambda = \frac{\partial\lambda}{\partial\omega} + \frac{\partial\lambda}{\partial R} + \frac{\partial\lambda}{\partial U}$$
$$d\lambda = Ru^{-1}d\omega + \omega U^{-1}dR + (-U^{-2}\omega R)dU$$
$$u_{\lambda,\omega} = \frac{\delta\lambda\omega}{\lambda} = \frac{\omega}{\lambda}\frac{\partial\lambda}{\partial\omega}u_\omega = u_\omega$$
$$u_{\lambda,R} = \frac{\delta\lambda R}{\lambda} = \frac{R}{\lambda}\frac{\partial\lambda}{\partial R}u_R = u_R$$
$$u_{\lambda,U} = \frac{\delta\lambda U}{\lambda} = \frac{U}{\lambda}\frac{\partial\lambda}{\partial U}u_U = u_U$$
$$u_\lambda = \pm\{[u_\omega]^2 + [u_R]^2 + [u_U]^2\}^{1/2}$$
$$u_\lambda = \pm\{{u_\omega}^2 + {u_R}^2 + {u_U}^2\}^{1/2}$$
$$u_\lambda = \pm\{(5{,}3 \times 10^{-4})^2 + (0{,}788 \times 10^{-3})^2 + (0{,}002)^2\}$$
$$u_\lambda = \pm 0{,}0068$$
$$u_\lambda = \pm 0{,}68\%$$

Nilai-nilai *uncertainty* yang didapatkan pada saat turbin bergerak pada kecepatan angin 5 m/s tanpa silinder pengganggu ditunjukkan pada tabel 3.10 berikut ini.

Tabel 3.10 Hasil Perhitungan *Uncertainty* Pengukuran

Parameter	**Uncertainty**
Tip Speed Ratio (λ)	0,68%
Reynolds Number (Re)	1,126%
Torsi Dinamis (Td)	5,513%
Static Torque Coefficient (Cts)	5,458%
Coefficient of Moment (CM)	5,492%
Coefficient of Power (CoP)	5,533%

BAB IV
ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN

4.1Data Penelitian dan Contoh Perhitungan

Berdasarkan eksperimen yang telah dilakukan, didapatkan data-data yang menunjukkan pengaruh adanya silinder pengganggu didepan *returning blade* terhadap kinerja turbin angin Savonius. Adapun data-data yang diperoleh diantaranya adalah putaran turbin (n), torsi statis dan torsi dinamis. Data-data yang sudah diperoleh kemudian diolah menjadi *coefficient of power* (CoP) dan *coefficient of moment* (CM). Dalam studi eksperimen ini variasi yang digunakan adalah variasi bilangan Reynolds.

Pada penelitian ini fluida diasumsikan sebagai udara yang mengalir secara *steady* dan *incompressible* dengan nilai *properties* sebagai berikut:

1. Tekanan absolut udara dalam keadaan standar atmosphere (P_1) = 101325 Pa
2. Temperatur udara dalam keadaan standar (T_1) = 288,2 K
3. Temperatur udara ruangan kerja (T_2) = 28,5 °C = 301,5 K
4. Massa jenis udara dalam keadaan standar (ρ_1) = 1,225 kg/m^3

4.1.1 Perhitungan Bilangan Reynolds

Untuk menghitung nilai bilangan Reynolds, diperlukan nilai dari massa jenis udara (ρ) serta nilai dari viskositas udara (μ) yang dapat dihitung menggunakan persamaan-persamaan berikut:

- **Massa Jenis Udara (ρ)**

Dari persamaan umum gas ideal (2.22) yaitu:

$$PV = mRT$$

Dimana nilai m dan R dianggap konstan. Persamaan tersebut kemudian disederhanakan menjadi persamaan Boyle-Gay Lussac tentang pemuaian gas ideal (2.23) sebagai berikut:

$$\frac{P_1 V_1}{T_1} = \frac{P_2 V_2}{T_2}$$

Dengan $V = \frac{m}{\rho}$, dan menyubstitusikan persamaan tersebut ke persamaan (2.23), maka didapatkan persamaan (2.24) sebagai berikut:

$$\frac{P_1 m_1}{T_1 \rho_1} = \frac{P_2 m_2}{T_2 \rho_2}$$

Dimana:

- P_1 = tekanan absolut udara pada tekanan atmosfir = 101325 Pa
- T_1 = temperature udara pada kondisi 1 (acuan) = 288,2 K
- ρ_1 = massa jenis udara kondisi 1 (acuan) = 1,225 kg/m^3
- m_1 = massa udara pada kondisi 1 (acuan)
- P_2 = tekanan absolut udara pada kondisi 2 (penelitian)
- T_2 = temperature udara pada kondisi 2 (penelitian) = 28,5 °C = 301,5 K
- ρ_2 = massa jenis udara pada kondisi 2 (penelitian)
- m_2 = massa udara pada kondisi 2 (penelitian)

Posisi 1 dan 2 pada penelitian ini berada pada ketinggian yang sama, sehingga $P_1 = P_2$ dan $m_1 = m_2$. Maka didapatkan persamaan:

$$\rho_2 = \frac{T_1 \rho_1}{T_2} \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (4.1)$$

$$\rho_2 = \frac{288{,}2\ K \times 1{,}225\ kg/m^3}{301{,}5\ K} = 1{,}17\ kg/m^3 \ldots (4.2)$$

- **Viskositas Udara**

Perhitungan viskositas udara dilakukan dengan menggunakan persamaan Sutherland (2.25) sebagai berikut:

$$\mu = \frac{bT^{3/2}}{S+T}$$

Dimana untuk udara:

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

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

T = temperatur pada saat penelitian = 301,5 K

Dengan menyubtitusikan nilai-nilai tersebut ke persamaan (2.24), maka didapatkan nilai viskositas udara sebagai berikut:

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

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

- **Bilangan Reynolds**

Nilai bilangan Reynolds dihitung berdasarkan persamaan (2.4) berikut:

$$Re = \frac{\rho v L}{\mu}$$

Dimana:

- D = diameter sudu turbin angin Savonius = 167,1 mm
- b = diameter poros turbin Savonius = 19 mm
- t = tebal sudu turbin angin Savonius = 3 mm
- L = panjang karakteristik = 2D – b – 2t = 309 mm

Dengan menyubtitusikan nilai-nilai tersebut didapatkan nilai bilangan Reynolds pada kecepatan 5 m/s adalah:

$$Re = \frac{1{,}17\ kg/m^3 \times 5\ m/s \times 0{,}3\ m}{\left(1{,}86 \times 10^{-5} \frac{kg}{m.s}\right)} = 97185$$

$$Re \approx 97000$$

Berikut nilai dari kecepatan serta bilangan Reynolds yang digunakan pada penelitian ini:

Tabel 4.1 Nilai Kecepatan Udara dan Bilangan Reynolds

Kecepatan Udara (m/s)	**Bilangan Reynolds**
3,8	74.000
4,4	85.500
5	97.000
6	117.000
7	136.000
8	155.600
9	175.000

4.1.2 Perhitungan Tips Speed Ratio (λ)

Persamaan (2.20) digunakan untuk mendapatkan nilai dari *tip speed ratio* pada kecepatan 5 m/s adalah sebagai berikut:

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

Dimana:

- ω = kecepatan sudut turbin Savonius (rad/s) = $\frac{2\pi n}{60}$
- n = jumlah putaran poros turbin angin Savonius (rpm)
- R = jari-jari turbin angin Savonius (m) = $\frac{L}{2}$
- U = kecepatan udara

Pada contoh perhitungan ini digunakan data pada saat turbin bergerak pada kecepatan udara sebesar 5 m/s pada saat turbin tidak diberikan silinder pengganggu dan berada pada kondisi nilai CoP tertinggi. Sehingga nilai dari variabel-variabel didapatkan nilai *tip speed ratio* sebagai berikut:

- n = 188 rpm
- ω = $\frac{2\pi n}{60} = \frac{2\pi(188)}{60} = 19{,}677\ rad/s$
- R = $\frac{L}{2} = \frac{0{,}309}{2} = 0{,}15\ m$
- U = 5 m/s

Dengan menyubtitusikan nilai-nilai tersebut kedalam persamaan (2.20), didapatkan nilai dari *tips speed ratio* pada saat turbin berada pada kondisi optimum tanpa silinder pengganggu pada kecepatan 5 m/s adalah:

$$\lambda = \frac{19{,}677\frac{rad}{s} \times 0{,}15\ m}{5\ m/s} = 0{,}608$$

4.1.3 Perhitungan Torsi Dinamis

Perhitungan nilai torsi dinamis pada penelitian ini dilakukan dengan persamaan (2.16) sebagai berikut:

$$T_d = (|m - s|.\,g) \times r$$

Dimana:

- m = massa beban yang digantung pada benang (kg)
- s = massa pegas yang terbaca pada neraca massa (kg)
- g = gravitasi bumi = 9,81 m/s^2
- r = jari-jari poros yang dililit benang = 12,7 mm

Contoh perhitungan ini dilakukan dengan menggunakan data pada saat turbin bergerak pada kecepatan udara sebesar 5 m/s, tidak diberikan silinder pengganggu dan berada pada kondisi

nilai CoP tertinggi. Sehingga didapatkan nilai torsi dinamis sebagai berikut:

$$T_d = \left(\left|\frac{68{,}6 - 250}{1000} kg\right| \times 9{,}81\, {}^{m}/_{s^2}\right) \times 0{,}0127\, m$$
$$= 0{,}226\, Nm$$

4.1.4 Perhitungan Coefficient of Power (CoP)

Persamaan (2.18) digunakan untuk menghitung nilai *coefficient of power* dari turbin angin Savonius adalah sebagai berikut:

$$CoP = \frac{\{|m - s|g\} \times r \times \omega}{\frac{1}{2}\rho A U^3}$$

Dimana:

A = luas penampang turbin angin Savonius yang ditabrak oleh udara

$= L \times H = 0{,}3\, m \times 0{,}298\, m = 0{,}092\, m^2$

r = jari-jari poros yang dililit benang = 0,0127 m

ω = kecepatan sudut turbin angin Savonius = 19,2 rad/s

Dengan menggunakan data kondisi optimum turbin angin Savonius pada kecepatan 5 m/s dan tanpa diberi silinder pengganggu, maka didapatkan nilai CoP sebagai berikut:

$$CoP = \frac{\left|\frac{68{,}6 - 250}{1000}\right| kg \times 9{,}81 \frac{m}{s^2} \times 0{,}0127\, m \times 19{,}68\, \frac{rad}{s}}{\frac{1}{2} \times 1{,}17 \frac{kg}{m^3} \times 0{,}092\, m^2 \times 5^3 \frac{m}{s}}$$

$$CoP = 0{,}0646 = 6{,}61\%$$

4.1.5 Perhitungan Coefficient of Moment (C_M)

Berdasarkan persamaan (2.21), untuk mendapatkan nilai *coefficient of moment* dari turbin angin Savonius dapat dihitung dengan menggunakan persamaan:

$$C_M = \frac{CoP}{\lambda}$$

Dimana:

CoP = *coefficient of power*

λ = *tip speed ratio*

Dengan menggunakan data kondisi optimum turbin angin Savonius pada kecepatan 5 m/s dan tanpa diberi silinder pengganggu, maka didapatkan nilai C_M sebagai berikut:

$$C_M = \frac{0{,}0646}{0{,}595} = 0{,}1086$$

4.1.6 Perhitungan *Static Torque Coefficient* (Cts)

Pada penelitian ini dilakukan pula pengukuran torsi statis yang kemudian datanya diolah menjadi data berupa *static torque coefficient* (Cts). Pengolahan data ini bertujuan agar data torsi statis yang didapatkan dapat dijadikan tolak ukur universal. Perhitungan dari nilai *static torque coefficient* dilakukan dengan menggunakan formulasi:

$$Cts = \frac{4TS}{\rho A U^2 L} \quad \text{.....(4.3)}$$

Selanjutnya contoh perhitungan Cts dilakukan dengan menggunakan data torsi statis turbin pada kecepatan angin 5 m/s dan pada posisi sudut turbin sebesar 30° tanpa menggunakan silinder pengganggu. Maka didapatkan nilai Cts sebagai berikut:

$$Cts = \frac{4(4 \times 4{,}52 \times 10^{-2})N.m}{1{,}17\,\frac{kg}{m^3} \times 0{,}092\,m^2 \times \left(5\,\frac{m}{s}\right)^2 \times 0{,}309\,m}$$

$$Cts = 0{,}217$$

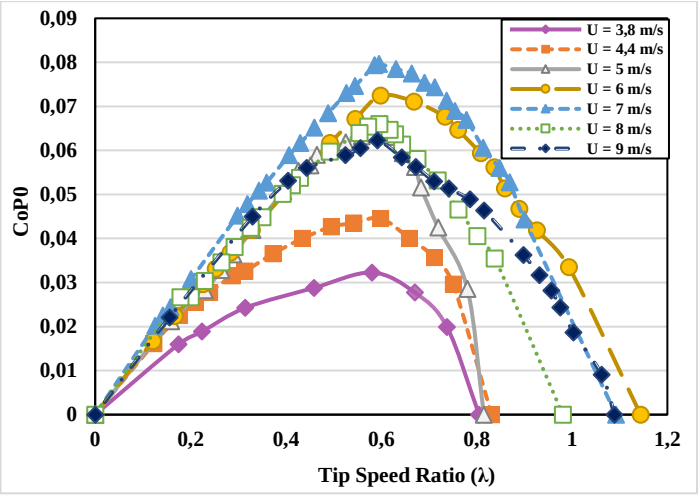
4.2 Analisis Kinerja Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu

Analisis kinerja turbin angin Savonius tanpa diberikan silinder pengganggu didepan *returning blade* dilakukan untuk mengetahui kondisi kinerja turbin angin Savonius yang akan diuji. Hasil data yang didapat kemudian dibandingkan dengan kinerja turbin angin Savonius saat diberikan silinder pengganggu. Pengujian ini dilakukan pada kecepatan angin 3,8 m/s, 4,4 m/s, 5 m/s, 6 m/s, 7 m/s, 8 m/s, dan 9 m/s. Data yang didapatkan berupa data *coefficient of power* (CoP_0) sebagai fungsi *tip speed ratio* (λ), *coefficient of moment* (CM_0) sebagai fungsi *tip speed ratio* (λ), serta torsi statis (Ts_0) sebagai fungsi sudut (θ). Hasil analisa kinerja turbin kemudian disajikan dalam bentuk grafik.

4.2.1 Analisis Nilai *Coefficient of Power* (CoP_0) sebagai Fungsi *Tip Speed Ratio* (λ) pada Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu

Analisis kinerja turbin angin Savonius dapat dilihat dari hasil *coefficient of power* (CoP) yang dihasilkan. Nilai CoP dari turbin angin Savonius merupakan perbandingan antara daya yang dihasilkan turbin dengan daya teoritis yang diberikan oleh angin. Daya *output* yang dihasilkan oleh turbin didapatkan dari perkalian antara torsi dinamis turbin dan kecepatan sudut turbin, dimana nilai torsi dinamis turbin didapatkan dengan menggunakan mekanisme *brake dynamometer* dengan menghitung selisih massa pemberat yang diberikan (m) dan nilai yang terbaca pada neraca pegas (s) yang dikalikan dengan percepatan gravitasi dan jari-jari poros yang dikenai benang.

Penambahan massa terus dilakukan untuk mendapatkan variasi nilai *tip speed ratio* (λ) dari turbin angin Savonius. Data yang didapatkan dari hasil pengukuran dapat dilihat pada gambar 4.1 berikut.



Gambar 4.1 Grafik *Coefficient of Power* Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu (CoP_0) sebagai Fungsi *Tip Speed Ratio* (λ) pada Seluruh Variasi Kecepatan Angin

Berdasarkan gambar 4.1, dapat dilihat bahwa *trendline* dari grafik tersebut berbentuk parabolik, dimana nilai dari *coefficient of power* terus bertambah sampai turbin berada pada kondisi kerja optimum dan memiliki nilai *coefficient of power* yang paling tinggi. Kemudian setelah melewati titik kerja optimumnya, nilai dari *coefficient of power* turbin terus menurun sampai turbin berhenti bekerja. Dapat dilihat pada grafik bahwa turbin bekerja optimum pada kecepatan 7 m/s. Pada saat turbin berada pada kecepatan 3,8 m/s, didapatkan nilai

CoP maksimum sebesar 3,23% pada *tip speed ratio* sebesar 0,581. Kemudian pada kecepatan 4,4 m/s turbin memiliki CoP optimum sebesar 4,45% pada *tip speed ratio* sebesar 0,599. Lalu pada kecepatan 5 m/s turbin memiliki CoP optimum sebesar 0,0661 dengan *tip speed ratio* sebesar 0,608. Pada kecepatan 6 m/s turbin memiliki nilai CoP maksimum sebesar 7,24% pada *tip speed ratio* sebesar 0,599. Selanjutnya pada kecepatan 7 m/s, turbin memiliki CoP optimum sebesar 7,97% pada *tip speed ratio* sebesar 0,596. Kemudian pada kecepatan 8 m/s didapatkan nilai CoP maksimum turbin sebesar 6,6% dengan nilai *tip speed ratio* sebesar 0,596. Dan pada kecepatan terakhir, yakni 9 m/s, didapatkan turbin memiliki nilai CoP tertinggi sebesar 6,23% pada *tip speed ratio* sebesar 0,592.

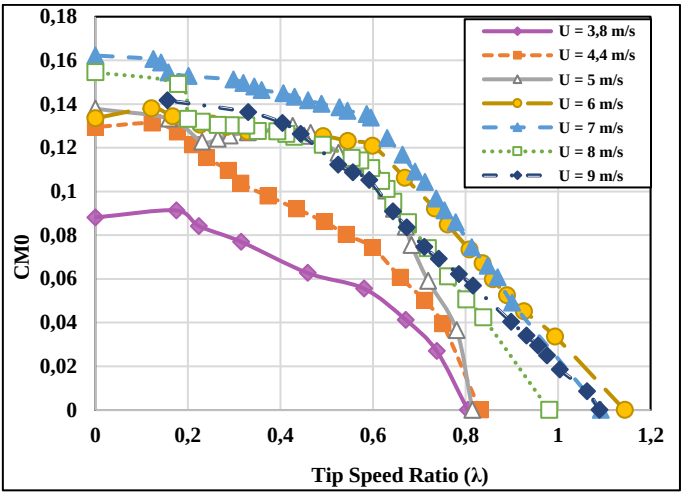
Dari hasil eksperimen tersebut dapat dilihat bahwa masing-masing kecepatan memiliki nilai CoP yang terus meningkat sampai nilai TSR optimalnya, kemudian akan kembali turun setelah melewati titik optimum tersebut. Dapat dilihat bahwa turbin angin Savonius bekerja optimum pada kecepatan 7 m/s atau pada bilangan Reynolds sebesar 136000. Nilai dari *coefficient of power* optimum pada masing-masing bilangan Reynolds terus meningkat dari kecepatan 3,8 m/s sampai dengan 7 m/s, dan mengalami penurunan pada kecepatan 8 m/s dan juga 9 m/s.

Penurunan dari nilai *coefficient of power* turbin angin Savonius ini diduga karena pada kecepatan rendah turbin dinilai memiliki kinerja yang kurang baik. Hal yang sama juga terjadi pada kecepatan tinggi dimana turbin mengalami penurunan kinerja dikarenakan pada kecepatan tinggi terjadi *losses* yang besar pula. Sehingga dapat disimpulkan pada saat turbin angin Savonius tidak diberikan silinder pengganggu, pada kecepatan 7 m/s turbin memiliki nilai *losses* yang paling minimum sehingga turbin dapat bekerja secara optimum. Dari grafik tampak bahwa nilai dari TSR optimum sebanding dengan

kenaikan CoP yang dimiliki pada masing-masing kecepatan. Hal ini menunujukkan kesesuaian teori dimana $\lambda = \frac{CoP}{CM}$, sehingga dapat disimpulkan kenaikan dari nilai variasi TSR optimum sebanding dengan kenaikan CoP yang dimiliki turbin, dimana pada penelitian ini didapatkan nilai TSR optimum pada kecepatan 5 m/s dengan TSR sebesar 0,608.

4.2.2 Analisis Nilai *Coefficient of Moment* (CM_0) sebagai Fungsi *Tip Speed Ratio* (λ) pada Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu

Berdasarkan eksperimen yang telah dilakukan, didapatkan pula data berupa nilai *coefficient of moment* (CM_0) sebagai fungsi terhadap *tip speed ratio* (λ) pada seluruh variasi bilangan Reynolds. Variasi dari *tip speed ratio* didapatkan dengan menambahkan massa pemberat pada sistem *brake dynamometer*. Selain itu, torsi dinamis didapat dengan mengurangi nilai yang terbaca pada neraca pegas (s) dengan massa pemberat (m) yang kemudian dikalikan dengan gravitasi dan jari-jari poros yang dikenai benang. Dari hasil eksperimen yang dilakukan, didapatkan data sebagai berikut.



Gambar 4.2 Grafik *Coefficient of Moment* Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu (CM_0) sebagai Fungsi *Tip Speed Ratio* (λ) pada Seluruh Variasi Kecepatan

Berdasarkan grafik yang tertera pada gambar 4.2, dapat dilihat bahwa *trendline* dari grafik terus naik sampai titik maksimum dari *coefficient of moment*. Nilai maksimum dari *coefficient of moment* diperolah pada kecepatan 3,8 m/s adalah sebesar 0,0913 pada TSR sebesar 0,175. Kemudian pada kecepatan 4,4 m/s didapatkan nilai CM maksimum sebesar 0,1313 dengan variasi TSR sebesar 0,123. Lalu pada kecepatan 5 m/s didapatkan nilai CM maksimum sebesar 0,1333 pada *tip speed ratio* sebesar 0,159. Pada kecepatan 6 m/s didapat nilai *coefficient of moment* maksimal sebesar 0,1607 pada variasi TSR sebesar 0,126. Pada kecepatan 7 m/s didapatkan nilai *coefficient of moment* paling optimum sebesar 0,1492 dengan variasi TSR sebesar 0,179. Kemudian pada kecepatan 8 m/s

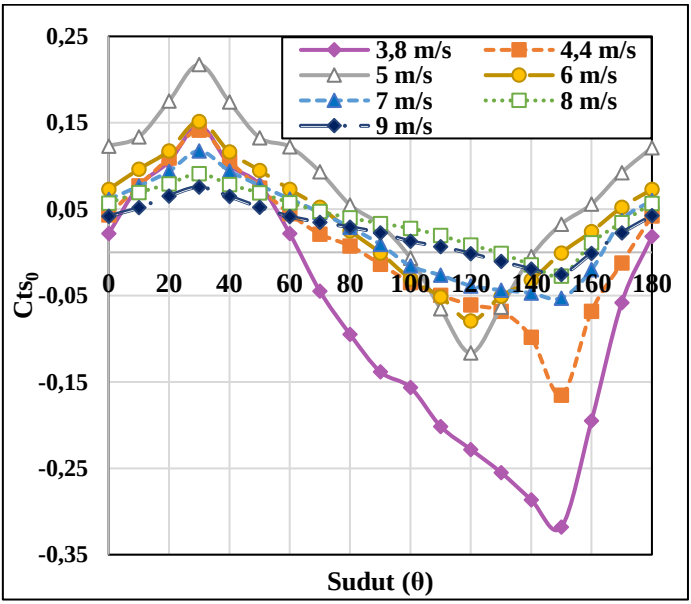
didapatkan nilai CM paling tinggi sebesar 0,1492 dengan *tip speed ratio* sebesar 0,179. Kemudian pada kecepatan terakhir yaitu 9 m/s didapatkan CM paling tinggi sebesar 0,1417 pada variasi *tip speed ratio* sebesar 0,156.

Berdasarkan grafik juga dapat dilihat bahwa nilai dari *coefficient of moment* (CM_0) semakin menurutn seiring dengan bertambahnya nilai dari *tip speed ratio* (λ). Hal ini disebabkan karena semakin besar nilai *tip speed ratio*, maka semakin kecil penambahan massa yang diberikan pada *brake dynamometer*. Penambahan massa ini berpengaruh pada nilai s yang terbaca pada neraca pegas, dimana nilai s akan memengaruhi nilai torsi dinamis yang dihasilkan turbin saat berputar. Semakin besar penambahan massa pemberat pada *brake dynamometer* maka semakin besar pula nilai s yang terbaca pada neraca pegas, dimana s berbanding lurus terhadap torsi dinamis, dan torsi dinamis berbanding lurus juga dengan *coefficient of moment*, sehingga semakin besar pembacaan s pada neraca pegas, semakin besar pula *coefficient of moment* yang dihasilkan.

4.2.3 Analisis Nilai *Static Torque Coefficient* (Cts_0) Turbin Angin Savonius Tanpa Pengganggu (TS_0) sebagai Fungsi Sudut (θ)

Berdasarkan eksperimen yang telah dilakukan, didapatkan pula data berupa torsi statis turbin angin Savonius terhadap variasi posisi sudut turbin pada seluruh variasi bilangan Reynolds. Data torsi statis didapatkan dari pembacaan alat ukur *torque meter*. Pengambilan data torsi statis ini dilakukan pada saat turbin berada pada kondisi diam dengan cara mencekam bagian atas poros turbin, dan kemudian turbin dialiri angin pada kecepatan yang diinginkan. Torsi statis diukur mulai dari *blade* turbin berada pada posisi sudut 0° sampai turbin berada pada posisi sudut 180° dengan kenaikan sudut sebesar 10°. Hasil dari pengukuran yang dilakukan diolah menjadi data *static torque*

coefficient (Cts) dan disajikan dalam bentuk grafik pada gambar 4.3 berikut.



Gambar 4.3 *Static Torque Coefficient* Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu (Cts_0) sebagai Fungsi Sudut (θ)

Berdasarkan gambar 4.3 dapat dilihat bahwa *trendline* grafik terus naik mulai dari turbin berada pada sudut 0° sampai turbin berada pada sudut 30°. Kemudian nilai dari torsi statis mengalami penurunan sampai sudut tertentu dan kembali naik sampai turbin berada pada posisi 180°. Pada kecepatan 3,8 m/s, 4,4 m/s, 7 m/s, 8 m/s, dan 9 m/s (bilangan Reynolds 72000, 85500, 136000, 155600, dan 175000) turbin memiliki nilai koefisien torsi statis minimum pada posisi 150° sedangkan pada kecepatan 5 dan 6 m/s (bilangan Reynolds 97000 dan 117000),

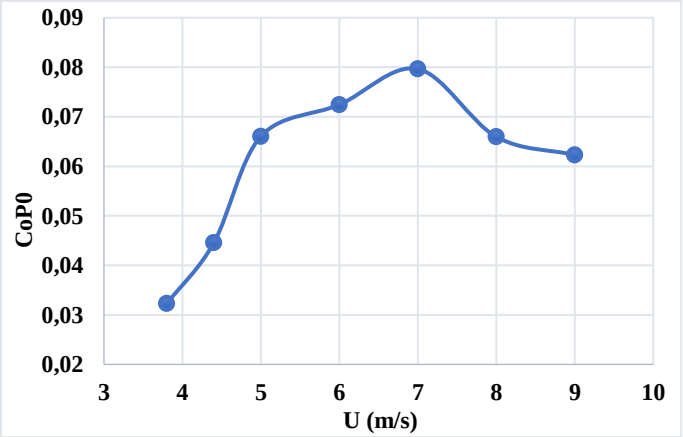
nilai koefisien torsi statis paling kecil dihasilkan turbin pada saat turbin berada pada posisi 120°. Hal ini menunjukkan bahwa pada kecepatan 3,8 m/s, 4,4 m/s, 7 m/s, 8 m/s, dan 9 m/s pada saat turbin berada pada posisi sudut 150°, arah dari gaya *drag* memiliki arah yang berlawanan dengan arah putaran turbin angin Savonius dan luas penampang *returning blade* yang dialiri udara lebih besar dibandingkan dengan luas penampang *advancing blade*. Sehingga menjadikan nilai torsi statis yang dimiliki turbin menjadi sangat rendah. Hal yang sama juga terjadi pada kecepatan 5 m/s dan 6 m/s, namun pada dua kecepatan tersebut fenomena ini terjadi pada saat turbin berada pada posisi sudut 120°.

Nilai dari koefisien torsi statis tertinggi dimiliki turbin pada kecepatan angin sebesar 5 m/s, hal ini dikarenakan nilai torsi statis turbin yang semakin meningkat diiringi dengan naiknya kecepatan angin, sehingga menyebabkan nilai pembagi dari koefisien torsi statis yang dihitung semakin besar. Luas penampang dari *advancing blade* juga berpengaruh terhadap selisih gaya drag dikarenakan dialiri oleh udara. Pada seluruh kecepatan, turbin memiliki nilai torsi statis optimum pada saat berada pada posisi 30°, hal ini dapat terjadi karena pada posisi ini aliran fluida lebih banyak yang didapat oleh sisi *advancing blade* sehingga gaya *drag* pada *advancing* blade meningkat. Sedangkan pada sisi *returning* blade semakin menjauh dari datangnya aliran fluida dan akan mendapatkan aliran fluida yang lebih sedikit, sehingga gaya *drag* dari *returning* blade akan semakin menurun. Hal ini kemudian mengakibatkan selisih gaya *drag* antar *blade* meningkat, sehingga nilai torsi statis yang dihasilkan akan semakin besar. Nilai torsi yang tinggi mengindikasikan turbin memiliki *self-starting* yang baik sedangkan torsi statis yang bernilai negatif mengindikasikan turbin tidak memiliki *self starting*, dimana pada grafik terlihat pada bilangan Reynolds 74000 turbin cenderung memiliki nilai torsi statis positif pada *range* posisi sudut 0° $\leq$ 60° dan memiliki

nilai torsi statis negatif pada saat turbin berada pada posisi $70° \leq \theta \leq 170°$, sedangkan pada bilangan Reynolds 85500 turbin memiliki nilai torsi statis positif pada saat berada pada posisi sudut 0° sampai dengan 80° dan turbin memiliki nilai torsi negatif pada posisi sudut sebesar $90° \leq \theta \leq 170°$. Pada bilangan Reynolds 97000 turbin memiliki nilai torsi statis positif pada posisi sudut $0° \leq \theta \leq 90°$ dan memiliki nilai torsi statis negatif pada *range* sudut sebesar $100° \leq \theta \leq 140°$. Kemudian pada bilangan Reynolds 117000 turbin memiliki nilai torsi statis positif pada saat turbin berada pada posisi sudut $0° \leq \theta \leq 80°$ dan memiliki nilai torsi negatif pada *range* sudut $100° \leq \theta \leq 140°$. Pada bilangan Reynolds 136000, turbin memiliki nilai torsi positif pada *range* sudut sebesar $0° \leq \theta \leq 90°$ dan memiliki nilai torsi statis negatif pada posisi sudut sebesar $100° \leq \theta \leq 160°$, sedangkan pada bilangan Reynolds 155600 didapatkan nilai torsi statis positif berada pada posisi sudut turbin sebesar $0° \leq \theta \leq 120°$ dan torsi statis negatif pada posisi sudut turbin sebesar 140° dan 150°. Kemudian pada bilangan Reynolds 175000 didapatkan turbin memiliki nilai torsi statis positif pada posisi $0° \leq \theta \leq 110°$ dan memiliki nilai torsi statis negatif pada posisi turbin sebesar $120° \leq \theta \leq 160°$. Torsi statis yang bernilai negatif mengindikasikan turbin angin Savonius tidak memiliki kemampuan *self-starting*, sehingga diperlukan bantuan gaya dari luar untuk memutar turbin dari keadaan diam selain gaya yang dihasilkan oleh angin. Pada saat turbin berada pada posisi sudut minimum, arah dari gaya *drag* memiliki arah yang berlawanan dengan arah putaran turbin angin Savonius dan luas penampang *returning blade* yang dialiri udara lebih besar dibandingkan dengan luas penampang *advancing blade*. Sehingga menjadikan nilai torsi statis yang dimiliki turbin menjadi sangat rendah.

4.2.4 Analisis Kinerja Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu pada Seluruh Bilangan Reynolds

Pada eksperimen ini juga didapatkan perbandingan kinerja turbin angin Savonius pada seluruh bilangan Reynolds. Nilai dari *coefficient of power* yang dihasilkan oleh turbin angin Savonius akan semakin meningkat seiring meningkatnya bilangan Reynolds, namun kemudian setelah melewati nilai kecepatan kerja optimumnya, turbin akan mengalami penurunan nilai *coefficient of power* yang dihasilkan. Hasil perbandingan dari nilai CoP_0 maksimum pada masing-masing kecepatan turbin angin dapat dilihat pada grafik yang tertera pada gambar 4.4 berikut.



Gambar 4.4 Nilai *Coefficient of Power* Turbin Angin Savonius pada Seluruh Variasi Bilangan Reynolds

Berdasarkan hasil pengukuran yang telah dilakukan, dapat dilihat bahwa *trendline* dari grafik terus meningkat seiring dengan meningkatnya kecepatan angin sampai dengan

kecepatan angin sebesar 7 m/s kemudian mengalami penurunan sampai dengan 9 m/s. Pada kecepatan 3,8 m/s CoP maksimum yang dihasilkan adalah sebesar 3,23%, kemudian pada kecepatan 4,4 m/s CoP maksimum yang dihasilkan sebesar 4,45%. Pada kecepatan 5 m/s dihasilkan CoP maksimum sebesar 6,61%, pada kecepatan 6 m/s sebesar 7,24%, dan pada kecepatan 7 m/s sebesar 7,97%. Setelah itu turbin mengalami penurunan nilai CoP optimum pada kecepatan 8 m/s yaitu sebesar 6,6% dan pada kecepatan 9 m/s sebesar 6,23%.

Secara umum, *coefficient of power* merupakan efisiensi yang dihasilkan oleh turbin, dimana fungsi efisiensi pada seluruh turbin merupakan fungsi parabolik, dimana nilai efisiensi yang dihasilkan turbin akan semakin bertambah sampai dengan titik tertentu kemudian akan turun kembali setelah melewati titik optimumnya. Hal ini disebabkan oleh energi *losses* akan terus turun sampai titik tertentu dan kemudian akan kembali naik setelah melewati titik tersebut. Sehingga pada pengukuran ini dapat disimpulkan bahwa turbin memiliki *losses* paling rendah pada saat angin mengalir pada kecepatan 7 m/s atau pada bilangan Reynolds sebesar 136000.

4.3 Analisis Kinerja Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu

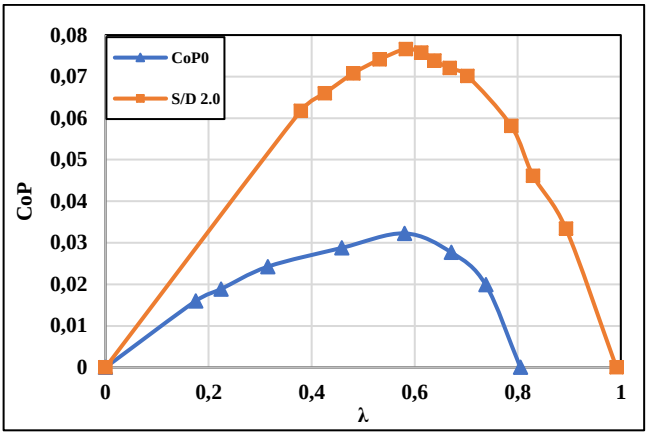
Analisis kinerja turbin angin Savonius dengan peletakan silinder pengganggu dilakukan dengan menggunakan silinder sirkular dengan ukuran silinder pengganggu d/D sebesar 0,5; dengan diameter silinder pengganggu sebesar 83,5 mm dan tinggi silinder pengganggu sebesar 500 mm. Pengujian ini dilakukan pada posisi silinder pengganggu tegak lurus terhadap datangnya aliran udara dengan diameter sudu turbin Savonius (y/D) sebesar 0,5, dan pengujian ini dilakukan pada rasio jarak pusat pengganggu terhadap arah alir angin dengan diameter turbin angin Savonius (S/D) sebesar 2,0. Analisis dilakukan pada 7 kecepatan aliran, yaitu pada kecepatan 3,8 m/s, 4,4 m/s,

5 m/s, 6 m/s, 7 m/s, 8 m/s, dan 9 m/s, atau pada bilangan Reynolds 72000, 85500, 97000, 117000, 136000, 155600, dan 175000. Data yang dianalisa diantaranya adalah *coefficient of power* (CoP) sebagai fungsi *tip speed ratio* (λ), *coefficient of moment* (CM) sebagai fungsi *tip speed ratio* (λ), dan juga torsi statis (TS) sebagai fungsi sudut (θ). Analisa yang dilakukan disajikan dalam grafik.

4.3.1 Analisis Nilai *Coefficient of Power* (CoP) sebagai Fungsi *Tip Speed Ratio* (λ)

4.3.1.1 Analisis Nilai *Coefficient of Power* (CoP) sebagai Fungsi *Tip Speed Ratio* (λ) pada Bilangan Reynolds 74000

Setelah eksperimen selesai dilakukan, didapatkan hasil data berupa torsi dinamis yang kemudian diolah menjadi grafik *coefficient of power* (CoP) sebagai fungsi terhadap *tip speed ratio* (λ). Pengukuran dilakukan pada variasi jarak S/D sebesar 2,0, dengan menggunakan silinder pengganggu dengan rasio d/D sebesar 0,5 dengan peletakan y/D sebesar 0,5, dan pada bilangan Reynolds 74000 atau setara kecepatan angin sebesar 3,8 m/s. Analisis dilakukan guna mengetahui perbandingan kinerja turbin angin Savonius dengan menggunakan silinder pengganggu (CoP) dan kinerja turbin angin Savonius tanpa menggunakan silinder pengganggu (CoP_0). Hasil dari data pengukuran yang didapatkan dapat dilihat pada grafik yang tertera pada gambar 4.5 berikut.



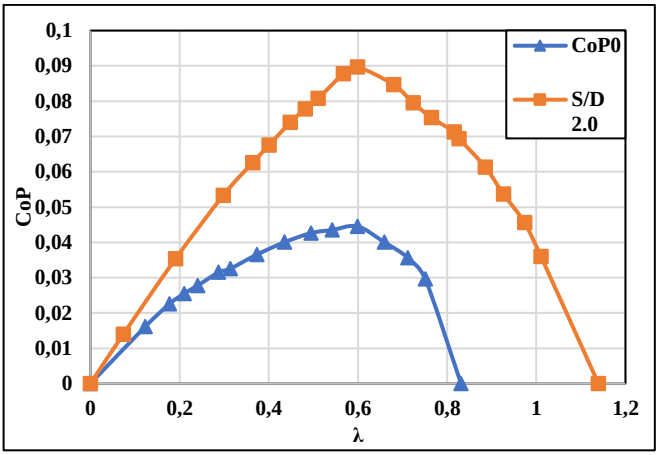
Gambar 4.5 Grafik Perbandingan *Coefficient of Power* Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu (CoP) dan Tanpa Silinder Pengganggu (CoP_0) Fungsi *Tip Speed Ratio* (λ) pada Bilangan Reynolds 74000

Berdasarkan gambar 4.5 terlihat bahwa penambahan silinder pengganggu meningkatkan performa turbin yang ditandai dengan meningkatnya nilai *coefficient of power* yang dimiliki turbin pada kecepatan 3,8 m/s, dimana semula turbin memiliki nilai CoP_0 sebesar 3,23% dan kemudian naik menjadi 7,66% setelah ditambahkan silinder pengganggu. Hal ini menandakan bahwa penempatan silinder pengganggu pada posisi S/D sebesar 2,0 efektif mengurangi tekanan di depan *returning blade*. Dengan mengansumsikan nilai tekanan dibelakang *returning blade* turbin lebih besar dibandingkan dengan nilai tekanan tanpa diberi silinder pengganggu, maka selisih tekanan di depan dan di belakang *returning blade* menjadi semakin kecil dan menyebabkan *pressure drag* akan menurun, sehingga gaya *drag* dan selisih gaya *drag* antar sudu turbin menjadi meningkat.

Selain itu, pemberian silinder pengganggu pada posisi S/D sebesar 2,0 diduga dapat mengganggu *boundary layer* pada *returning blade* turbin dan dapat mempercepat transisi aliran dari laminar menuju turbulen, sehingga momentum aliran untuk melawan gaya gesek serta *adverse pressure gradient* yang terjadi menjadi lebih besar dan menyebabkan titik separasi aliran menjadi mundur yang mengakibatkan daerah *wake* menjadi mengecil. Mengecilnya daerah *wake* mengakibatkan gaya *drag* yang terjadi pada *returning blade* menjadi menurun dan selisih gaya *drag* antar kedua sudu turbin akan meningkat. Hal ini kemudian menyebabkan nilai torsi turbin menjadi semakin tinggi dan meningkatkan nilai *coefficient of power* (CoP) yang dimiliki turbin angin Savonius.

4.3.1.2 Analisis Nilai *Coefficient of Power* (CoP) sebagai Fungsi *Tip Speed Ratio* (λ) pada Bilangan Reynolds 85500

Setelah eksperimen selesai dilakukan, didapatkan hasil data berupa torsi dinamis yang kemudian diolah menjadi grafik *coefficient of power* (CoP) sebagai fungsi terhadap *tip speed ratio* (λ). Pengukuran dilakukan pada variasi jarak S/D sebesar 2,0, dengan menggunakan silinder pengganggu dengan rasio d/D sebesar 0,5 dengan peletakan y/D sebesar 0,5, dan pada bilangan Reynolds 85500 atau setara kecepatan angin sebesar 4,4 m/s. Analisis dilakukan guna mengetahui perbandingan kinerja turbin angin Savonius dengan menggunakan silinder pengganggu (CoP) dan kinerja turbin angin Savonius tanpa menggunakan silinder pengganggu (CoP_0). Hasil dari data pengukuran yang didapatkan dapat dilihat pada grafik yang tertera pada gambar 4.6 berikut.



Gambar 4.6 Grafik Perbandingan *Coefficient of Power* Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu (CoP) dan Tanpa Silinder Pengganggu (CoP_0) Fungsi *Tip Speed Ratio* (λ) pada Bilangan Reynolds 85500

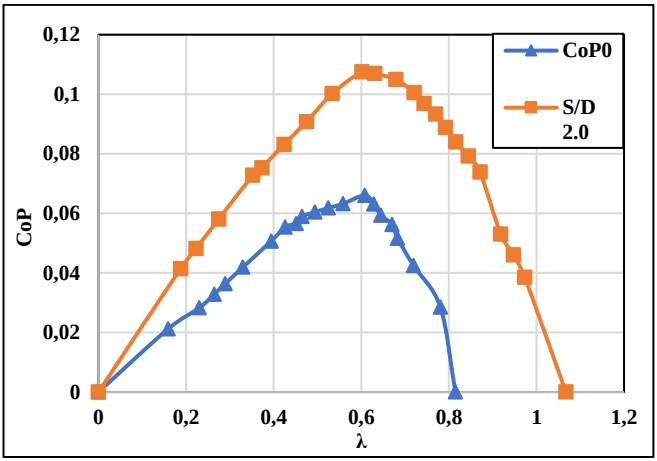
Berdasarkan gambar 4.6 terlihat bahwa penambahan silinder pengganggu meningkatkan performa turbin yang ditandai dengan meningkatnya nilai *coefficient of power* yang dimiliki turbin pada kecepatan 4,4 m/s, dimana semula turbin memiliki nilai CoP_0 sebesar 4,45% dan kemudian naik menjadi 8,96% setelah ditambahkan silinder pengganggu. Hal ini menandakan bahwa penempatan silinder pengganggu pada posisi S/D sebesar 2,0 efektif mengurangi tekanan di depan *returning blade*. Dengan mengansumsikan nilai tekanan dibelakang *returning blade* turbin lebih besar dibandingkan dengan nilai tekanan tanpa diberi silinder pengganggu, maka selisih tekanan di depan dan di belakang *returning blade* menjadi semakin kecil dan menyebabkan *pressure drag* akan

menurun, sehingga gaya *drag* dan selisih gaya *drag* antar sudu turbin menjadi meningkat.

Selain itu, pemberian silinder pengganggu pada posisi S/D sebesar 2,0 diduga dapat mengganggu *boundary layer* pada *returning blade* turbin dan dapat mempercepat transisi aliran dari laminar menuju turbulen, sehingga momentum aliran untuk melawan gaya gesek serta *adverse pressure gradient* yang terjadi menjadi lebih besar dan menyebabkan titik separasi aliran menjadi mundur yang mengakibatkan daerah *wake* menjadi mengecil. Mengecilnya daerah *wake* mengakibatkan gaya *drag* yang terjadi pada *returning blade* menjadi menurun dan selisih gaya *drag* antar kedua sudu turbin akan meningkat. Hal ini kemudian menyebabkan nilai torsi turbin menjadi semakin tinggi dan meningkatkan nilai *coefficient of power* (CoP) yang dimiliki turbin angin Savonius.

4.3.1.3 Analisis Nilai *Coefficient of Power* (CoP) sebagai Fungsi *Tip Speed Ratio* (λ) pada Bilangan Reynolds 97000

Setelah eksperimen selesai dilakukan, didapatkan hasil data berupa torsi dinamis yang kemudian diolah menjadi grafik *coefficient of power* (CoP) sebagai fungsi terhadap *tip speed ratio* (λ). Pengukuran dilakukan pada variasi jarak S/D sebesar 2,0, dengan menggunakan silinder pengganggu dengan rasio d/D sebesar 0,5 dengan peletakan y/D sebesar 0,5, dan pada bilangan Reynolds 97000 atau setara kecepatan angin sebesar 5 m/s. Analisis dilakukan guna mengetahui perbandingan kinerja turbin angin Savonius dengan menggunakan silinder pengganggu (CoP) dan kinerja turbin angin Savonius tanpa menggunakan silinder pengganggu (CoP_0). Hasil dari data pengukuran yang didapatkan dapat dilihat pada grafik yang tertera pada gambar 4.7 berikut.



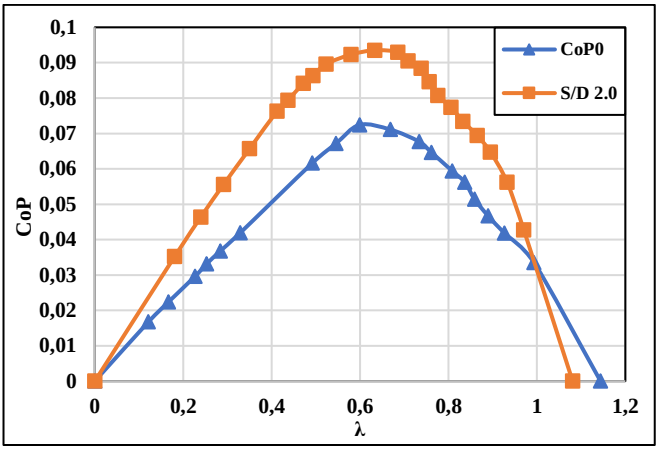
Gambar 4.7 Grafik Perbandingan *Coefficient of Power* Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu (CoP) dan Tanpa Silinder Pengganggu (CoP_0) Fungsi *Tip Speed Ratio* (λ) pada Bilangan Reynolds 97000

Berdasarkan gambar 4.7 terlihat bahwa penambahan silinder pengganggu meningkatkan performa turbin yang ditandai dengan meningkatnya nilai *coefficient of power* yang dimiliki turbin pada kecepatan 5 m/s, dimana semula turbin memiliki nilai CoP_0 sebesar 6,61% dan kemudian naik menjadi 10,75% setelah ditambahkan silinder pengganggu. Hal ini menandakan bahwa penempatan silinder pengganggu pada posisi S/D sebesar 2,0 efektif mengurangi tekanan di depan *returning blade*. Dengan mengansumsikan nilai tekanan dibelakang *returning blade* turbin lebih besar dibandingkan dengan nilai tekanan tanpa diberi silinder pengganggu, maka selisih tekanan di depan dan di belakang *returning blade* menjadi semakin kecil dan menyebabkan *pressure drag* akan menurun, sehingga gaya *drag* dan selisih gaya *drag* antar sudu turbin menjadi meningkat.

Selain itu, pemberian silinder pengganggu pada posisi S/D sebesar 2,0 diduga dapat mengganggu *boundary layer* pada *returning blade* turbin dan dapat mempercepat transisi aliran dari laminar menuju turbulen, sehingga momentum aliran untuk melawan gaya gesek serta *adverse pressure gradient* yang terjadi menjadi lebih besar dan menyebabkan titik separasi aliran menjadi mundur yang mengakibatkan daerah *wake* menjadi mengecil. Mengecilnya daerah *wake* mengakibatkan gaya *drag* yang terjadi pada *returning blade* menjadi menurun dan selisih gaya *drag* antar kedua sudu turbin akan meningkat. Hal ini kemudian menyebabkan nilai torsi turbin menjadi semakin tinggi dan meningkatkan nilai *coefficient of power* (CoP) yang dimiliki turbin angin Savonius.

4.3.1.4 Analisis Nilai *Coefficient of Power* (CoP) sebagai Fungsi *Tip Speed Ratio* (λ) pada Bilangan Reynolds 117000

Setelah eksperimen selesai dilakukan, didapatkan hasil data berupa torsi dinamis yang kemudian diolah menjadi grafik *coefficient of power* (CoP) sebagai fungsi terhadap *tip speed ratio* (λ). Pengukuran dilakukan pada variasi jarak S/D sebesar 2,0, dengan menggunakan silinder pengganggu dengan rasio d/D sebesar 0,5 dengan peletakan y/D sebesar 0,5, dan pada bilangan Reynolds 117000 atau setara kecepatan angin sebesar 6 m/s. Analisis dilakukan guna mengetahui perbandingan kinerja turbin angin Savonius dengan menggunakan silinder pengganggu (CoP) dan kinerja turbin angin Savonius tanpa menggunakan silinder pengganggu (CoP_0). Hasil dari data pengukuran yang didapatkan dapat dilihat pada grafik yang tertera pada gambar 4.8 berikut.



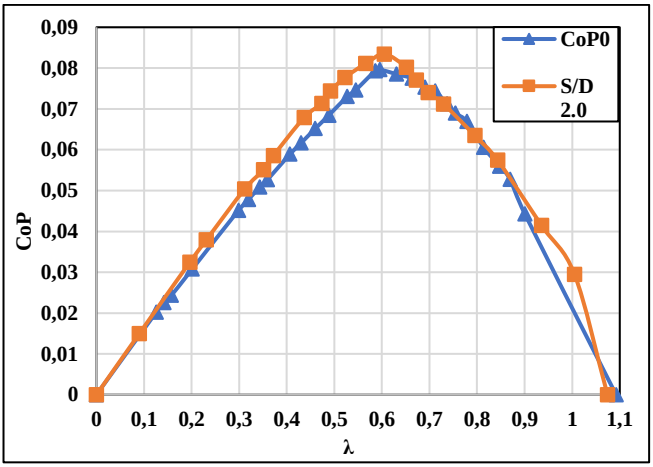
Gambar 4.8 Grafik Perbandingan *Coefficient of Power* Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu (CoP) dan Tanpa Silinder Pengganggu (CoP_0) Fungsi *Tip Speed Ratio* (λ) pada Bilangan Reynolds 117000

Berdasarkan gambar 4.8 terlihat bahwa penambahan silinder pengganggu meningkatkan performa turbin yang ditandai dengan meningkatnya nilai *coefficient of power* yang dimiliki turbin pada kecepatan 6 m/s, dimana semula turbin memiliki nilai CoP_0 sebesar 7,24% dan kemudian naik menjadi 9,23% setelah ditambahkan silinder pengganggu. Hal ini menandakan bahwa penempatan silinder pengganggu pada posisi S/D sebesar 2,0 efektif mengurangi tekanan di depan *returning blade*. Dengan mengansumsikan nilai tekanan dibelakang *returning blade* turbin lebih besar dibandingkan dengan nilai tekanan tanpa diberi silinder pengganggu, maka selisih tekanan di depan dan di belakang *returning blade* menjadi semakin kecil dan menyebabkan *pressure drag* akan menurun, sehingga gaya *drag* dan selisih gaya *drag* antar sudu turbin menjadi meningkat.

Selain itu, pemberian silinder pengganggu pada posisi S/D sebesar 2,0 diduga dapat mengganggu *boundary layer* pada *returning blade* turbin dan dapat mempercepat transisi aliran dari laminar menuju turbulen, sehingga momentum aliran untuk melawan gaya gesek serta *adverse pressure gradient* yang terjadi menjadi lebih besar dan menyebabkan titik separasi aliran menjadi mundur yang mengakibatkan daerah *wake* menjadi mengecil. Mengecilnya daerah *wake* mengakibatkan gaya *drag* yang terjadi pada *returning blade* menjadi menurun dan selisih gaya *drag* antar kedua sudu turbin akan meningkat. Hal ini kemudian menyebabkan nilai torsi turbin menjadi semakin tinggi dan meningkatkan nilai *coefficient of power* (CoP) yang dimiliki turbin angin Savonius.

4.3.1.5 Analisis Nilai *Coefficient of Power* (CoP) sebagai Fungsi *Tip Speed Ratio* (λ) pada Bilangan Reynolds 136000

Setelah eksperimen selesai dilakukan, didapatkan hasil data berupa torsi dinamis yang kemudian diolah menjadi grafik *coefficient of power* (CoP) sebagai fungsi terhadap *tip speed ratio* (λ). Pengukuran dilakukan pada variasi jarak S/D sebesar 2,0, dengan menggunakan silinder pengganggu dengan rasio d/D sebesar 0,5 dengan peletakan y/D sebesar 0,5, dan pada bilangan Reynolds 136000 atau setara kecepatan angin sebesar 7 m/s. Analisis dilakukan guna mengetahui perbandingan kinerja turbin angin Savonius dengan menggunakan silinder pengganggu (CoP) dan kinerja turbin angin Savonius tanpa menggunakan silinder pengganggu (CoP_0). Hasil dari data pengukuran yang didapatkan dapat dilihat pada grafik yang tertera pada gambar 4.9 berikut.



Gambar 4.9 Grafik Perbandingan *Coefficient of Power* Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu (CoP) dan Tanpa Silinder Pengganggu (CoP_0) Fungsi *Tip Speed Ratio* (λ) pada Bilangan Reynolds 136000

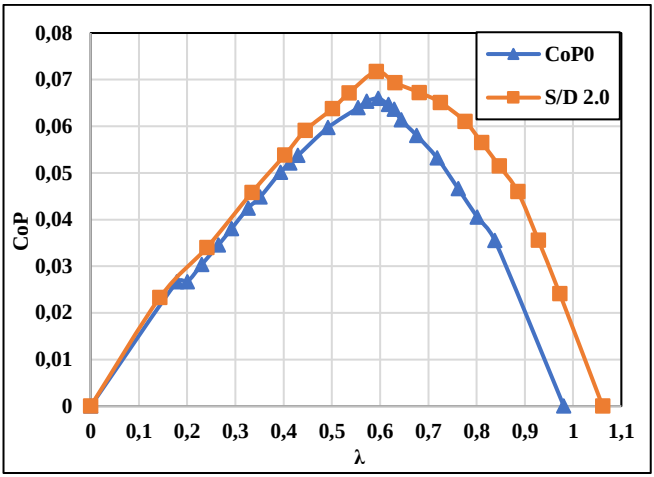
Berdasarkan gambar 4.9 terlihat bahwa penambahan silinder pengganggu meningkatkan performa turbin yang ditandai dengan meningkatnya nilai *coefficient of power* yang dimiliki turbin pada kecepatan 7 m/s, dimana semula turbin memiliki nilai CoP_0 sebesar 7,97% dan kemudian naik menjadi 8,34% setelah ditambahkan silinder pengganggu. Hal ini menandakan bahwa penempatan silinder pengganggu pada posisi S/D sebesar 2,0 efektif mengurangi tekanan di depan *returning blade*. Dengan mengansumsikan nilai tekanan dibelakang *returning blade* turbin lebih besar dibandingkan dengan nilai tekanan tanpa diberi silinder pengganggu, maka selisih tekanan di depan dan di belakang *returning blade* menjadi semakin kecil dan menyebabkan *pressure drag* akan

menurun, sehingga gaya *drag* dan selisih gaya *drag* antar sudu turbin menjadi meningkat.

Selain itu, pemberian silinder pengganggu pada posisi S/D sebesar 2,0 diduga dapat mengganggu *boundary layer* pada *returning blade* turbin dan dapat mempercepat transisi aliran dari laminar menuju turbulen, sehingga momentum aliran untuk melawan gaya gesek serta *adverse pressure gradient* yang terjadi menjadi lebih besar dan menyebabkan titik separasi aliran menjadi mundur yang mengakibatkan daerah *wake* menjadi mengecil. Mengecilnya daerah *wake* mengakibatkan gaya *drag* yang terjadi pada *returning blade* menjadi menurun dan selisih gaya *drag* antar kedua sudu turbin akan meningkat. Hal ini kemudian menyebabkan nilai torsi turbin menjadi semakin tinggi dan meningkatkan nilai *coefficient of power* (CoP) yang dimiliki turbin angin Savonius.

4.3.1.6 Analisis Nilai *Coefficient of Power* (CoP) sebagai Fungsi *Tip Speed Ratio* (λ) pada Bilangan Reynolds 155600

Setelah eksperimen selesai dilakukan, didapatkan hasil data berupa torsi dinamis yang kemudian diolah menjadi grafik *coefficient of power* (CoP) sebagai fungsi terhadap *tip speed ratio* (λ). Pengukuran dilakukan pada variasi jarak S/D sebesar 2,0, dengan menggunakan silinder pengganggu dengan rasio d/D sebesar 0,5 dengan peletakan y/D sebesar 0,5, dan pada bilangan Reynolds 155600 atau setara kecepatan angin sebesar 8 m/s. Analisis dilakukan guna mengetahui perbandingan kinerja turbin angin Savonius dengan menggunakan silinder pengganggu (CoP) dan kinerja turbin angin Savonius tanpa menggunakan silinder pengganggu (CoP_0). Hasil dari data pengukuran yang didapatkan dapat dilihat pada grafik yang tertera pada gambar 4.10 berikut.



Gambar 4.10 Grafik Perbandingan *Coefficient of Power* Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu (CoP) dan Tanpa Silinder Pengganggu (CoP_0) Fungsi *Tip Speed Ratio* (λ) pada Bilangan Reynolds 155600

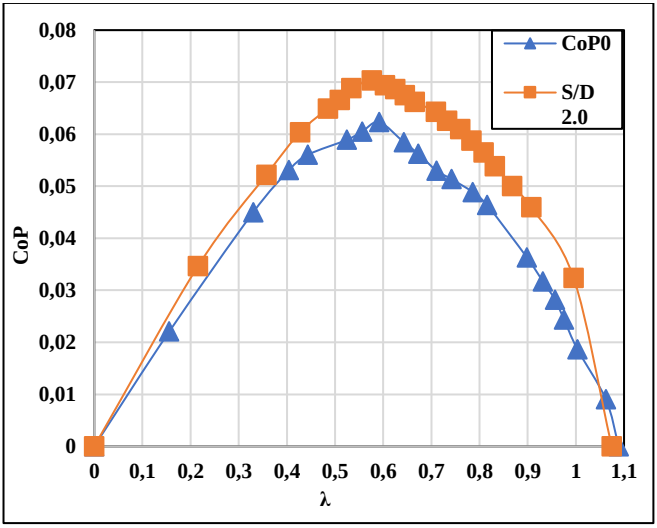
Berdasarkan gambar 4.10 terlihat bahwa penambahan silinder pengganggu meningkatkan performa turbin yang ditandai dengan meningkatnya nilai *coefficient of power* yang dimiliki turbin pada kecepatan 8 m/s, dimana semula turbin memiliki nilai CoP_0 sebesar 6,6% dan kemudian naik menjadi 7,17% setelah ditambahkan silinder pengganggu. Hal ini menandakan bahwa penempatan silinder pengganggu pada posisi S/D sebesar 2,0 efektif mengurangi tekanan di depan *returning blade*. Dengan mengansumsikan nilai tekanan dibelakang *returning blade* turbin lebih besar dibandingkan dengan nilai tekanan tanpa diberi silinder pengganggu, maka selisih tekanan di depan dan di belakang *returning blade* menjadi semakin kecil dan menyebabkan *pressure drag* akan

menurun, sehingga gaya *drag* dan selisih gaya *drag* antar sudu turbin menjadi meningkat.

Selain itu, pemberian silinder pengganggu pada posisi S/D sebesar 2,0 diduga dapat mengganggu *boundary layer* pada *returning blade* turbin dan dapat mempercepat transisi aliran dari laminar menuju turbulen, sehingga momentum aliran untuk melawan gaya gesek serta *adverse pressure gradient* yang terjadi menjadi lebih besar dan menyebabkan titik separasi aliran menjadi mundur yang mengakibatkan daerah *wake* menjadi mengecil. Mengecilnya daerah *wake* mengakibatkan gaya *drag* yang terjadi pada *returning blade* menjadi menurun dan selisih gaya *drag* antar kedua sudu turbin akan meningkat. Hal ini kemudian menyebabkan nilai torsi turbin menjadi semakin tinggi dan meningkatkan nilai *coefficient of power* (CoP) yang dimiliki turbin angin Savonius.

4.3.1.7 Analisis Nilai *Coefficient of Power* (CoP) sebagai Fungsi *Tip Speed Ratio* (λ) pada Bilangan Reynolds 175000

Setelah eksperimen selesai dilakukan, didapatkan hasil data berupa torsi dinamis yang kemudian diolah menjadi grafik *coefficient of power* (CoP) sebagai fungsi terhadap *tip speed ratio* (λ). Pengukuran dilakukan pada variasi jarak S/D sebesar 2,0, dengan menggunakan silinder pengganggu dengan rasio d/D sebesar 0,5 dengan peletakan y/D sebesar 0,5, dan pada bilangan Reynolds 175000 atau setara kecepatan angin sebesar 9 m/s. Analisis dilakukan guna mengetahui perbandingan kinerja turbin angin Savonius dengan menggunakan silinder pengganggu (CoP) dan kinerja turbin angin Savonius tanpa menggunakan silinder pengganggu (CoP_0). Hasil dari data pengukuran yang didapatkan dapat dilihat pada grafik yang tertera pada gambar 4.11 berikut.



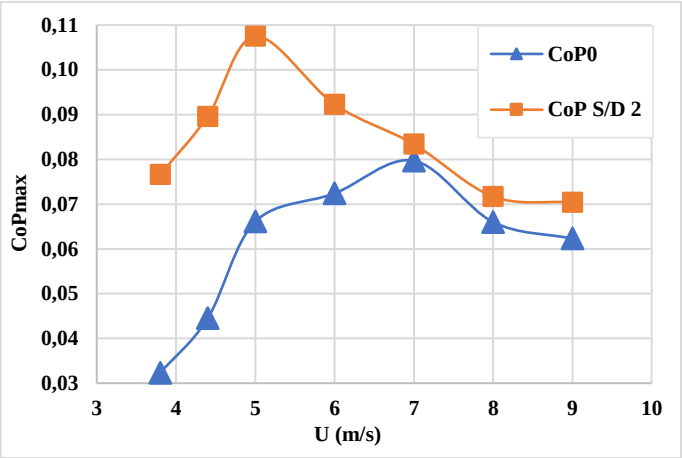
Gambar 4.11 Grafik Perbandingan *Coefficient of Power* Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu (CoP) dan Tanpa Silinder Pengganggu (CoP_0) Fungsi *Tip Speed Ratio* (λ) pada Bilangan Reynolds 175000

Berdasarkan gambar 4.11 terlihat bahwa penambahan silinder pengganggu meningkatkan performa turbin yang ditandai dengan meningkatnya nilai *coefficient of power* yang dimiliki turbin pada kecepatan 9 m/s, dimana semula turbin memiliki nilai CoP_0 sebesar 6,23% dan kemudian naik menjadi 7,04% setelah ditambahkan silinder pengganggu. Hal ini menandakan bahwa penempatan silinder pengganggu pada posisi S/D sebesar 2,0 efektif mengurangi tekanan di depan *returning blade*. Dengan mengansumsikan nilai tekanan dibelakang *returning blade* turbin lebih besar dibandingkan dengan nilai tekanan tanpa diberi silinder pengganggu, maka

selisih tekanan di depan dan di belakang *returning blade* menjadi semakin kecil dan menyebabkan *pressure drag* akan menurun, sehingga gaya *drag* dan selisih gaya *drag* antar sudu turbin menjadi meningkat.

Selain itu, pemberian silinder pengganggu pada posisi S/D sebesar 2,0 diduga dapat mengganggu *boundary layer* pada *returning blade* turbin dan dapat mempercepat transisi aliran dari laminar menuju turbulen, sehingga momentum aliran untuk melawan gaya gesek serta *adverse pressure gradient* yang terjadi menjadi lebih besar dan menyebabkan titik separasi aliran menjadi mundur yang mengakibatkan daerah *wake* menjadi mengecil. Mengecilnya daerah *wake* mengakibatkan gaya *drag* yang terjadi pada *returning blade* menjadi menurun dan selisih gaya *drag* antar kedua sudu turbin akan meningkat. Hal ini kemudian menyebabkan nilai torsi turbin menjadi semakin tinggi dan meningkatkan nilai *coefficient of power* (CoP) yang dimiliki turbin angin Savonius.

Berdasarkan seluruh pembahasan peletakan silinder sirkular didepan *returning blade*, dapat disimpulkan bahwa penambahan silinder pengganggu dengan jarak S/D sejauh 2,0 efektif dalam meningkatkan performa dari turbin angin Savonius. Berikut hasil kenaikan kinerja turbin pada seluruh kecepatan dengan peletakan silinder pengganggu pada S/D sejauh 2,0.



Gambar 4.12 Perbandingan Performa Turbin Angin Savonius Dengan dan Tanpa Silinder Pengganggu pada Jarak Penempatan S/D = 2,0

Tabel 4.2 Perbandingan Kenaikan CoP Turbin Angin Savonius Pada Seluruh Kecepatan

U (m/s)	Re	CoP_0 max	CoP S/D = 2 max	ΔCoP	ΔCoP (%)
3,8	74000	3,23%	7,66%	4,43%	137%
4,4	85500	4,45%	8,96%	4,51%	101%
5	97000	6,61%	10,75%	4,14%	62,6%
6	117000	7,24%	9,23%	1,99%	27,5%
7	136000	7,97%	8,34%	0,37%	4,6%

8	155600	6,6%	7,17%	0,57%	8,6%
9	175000	6,23%	7,04%	0,81%	13%

Turbin bekerja optimum pada kecepatan yang berbeda pada saat diberikan silinder dan juga pada saat sebelum diberikan silinder pengganggu. Pada saat turbin belum diberikan dilinder pengganggu, turbin memiliki nilai CoP_0 tertinggi pada saat turbin berputar pada kecepatan 7 m/s, sedangkan pada saat turbin diberikan silinder pengganggu pada jarak penempatan S/D sebesar 2,0, turbin memiliki nilai CoP tertinggi pada kecepatan 5 m/s. Sehingga dapat disimpulkan pada saat turbin tidak diberikan silinder pengganggu, energi *losses* paling kecil terjadi pada saat turbin berputar pada kecepatan 7 m/s atau pada bilangan Reynolds 136000, sedangkan pada saat diberikan silinder pengganggu dengan jarak S/D sebesar 2,0, turbin memiliki energi *losses* paling kecil pada kecepatan putar sebesar 5 m/s atau setara bilangan Reynolds 97000. Berdasarkan tabel 4.1 dapat dilihat bahwa kenaikan relatif CoP turbin angin Savonius paling tinggi pada saat turbin berputar pada kecepatan 3,8 m/s. Sedangkan semakin tinggi nilai kecepatan angin, kenaikan relatif CoP yang dimiliki oleh turbin semakin kecil, sehingga dapat disimpulkan bahwa penambahan silinder sirkular pada posisi S/D sebesar 2,0 efektif menaikkan nilai CoP turbin pada kecepatan rendah, terutama pada kecepatan 3,8 m/s.

Berdasarkan data-data yang sudah didapatkan, dapat dihitung nilai dari daya yang dapat ditransmisikan turbin pada kondisi nilai optimumnya. Besar nilai daya tersebut dihitung dengan menggunakan rumus (2.18) berikut:

$$CoP = \frac{Pr}{Pt}$$

$$Pr = CoP \times Pt$$

$$Pr = 10{,}75\% \times \frac{1}{2}\rho A U^3$$

$$Pr = 10{,}75\% \times \frac{1}{2} \times 1{,}17\,\frac{kg}{m^3} \times 0{,}092\,m^2 \times 5^3\,\frac{m^3}{s^3}$$

$$Pr = 0{,}723\,watt$$

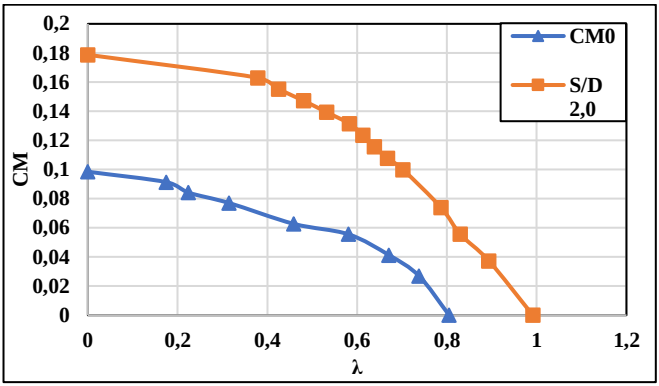
Sehingga dapat disimpulkan bahwa pada penempatan silinder pengganggu pada S/D sejauh 2,0 turbin dapat mentransmisikan daya hanya sebesar 0,723 watt. Minimnya nilai daya yang ditransmisikan oleh turbin disebabkan oleh penggunaan alat yang berulang sehingga menyebabkan performa turbin menjadi turun.

4.3.2 Analisis Nilai *Coefficient of Moment* (CM) sebagai Fungsi *Tip Speed Ratio* (λ)

4.3.2.1 Analisis Nilai *Coefficient of Moment* (CM) sebagai Fungsi *Tip Speed Ratio* (λ) pada Bilangan Reynolds 74000

Berdasarkan eksperimen yang telah dilakukan, didapatkan hasil data berupa torsi dinamis yang kemudian diolah menjadi grafik *coefficient of moment* (CM) sebagai fungsi terhadap *tip speed ratio* (λ). Pengukuran dilakukan pada variasi jarak S/D sebesar 2,0, dengan menggunakan silinder pengganggu dengan rasio d/D sebesar 0,5 dengan peletakan y/D sebesar 0,5, dan pada bilangan Reynolds 74000 atau setara dengan kecepatan angin sebesar 3,8 m/s. Analisis dilakukan guna mengetahui perbandingan kinerja turbin angin Savonius dengan menggunakan silinder pengganggu (CM) dan kinerja turbin angin Savonius tanpa menggunakan silinder pengganggu

(CM_0). Hasil dari data pengukuran yang didapatkan dapat dilihat pada grafik yang tertera pada gambar 4.14 berikut.



Gambar 4.13 Grafik Perbandingan *Coefficient of Moment* Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu (CM) dan Tanpa Silinder Pengganggu (CM_0) Fungsi *Tip Speed Ratio* (λ) pada bilangan Reynolds 74000

Berdasarkan gambar 4.14 dapat dilihat bahwa *trendline* dari grafik *coefficient of moment* yang dimiliki turbin pada kecepatan 3,8 m/s terus naik sampai pada nilai optimumnya, kemudian setelah melewati titik optimumnya nilai CM akan turun. Nilai *coefficient of moment* paling tinggi pada kecepatan 3,8 m/s atau setara bilangan Reynolds sebesar 72000 turbin angin Savonius tanpa menggunakan silinder pengganggu adalah sebesar 0,0913 pada *tip speed ratio* sebesar 0,175, sedangkan nilai *coefficient of moment* yang dimiliki turbin setelah ditambahkan silinder pengganggu pada kecepatan 3,8 m/s adalah sebesar 0,1787 pada *tip speed ratio* sebesar 0.

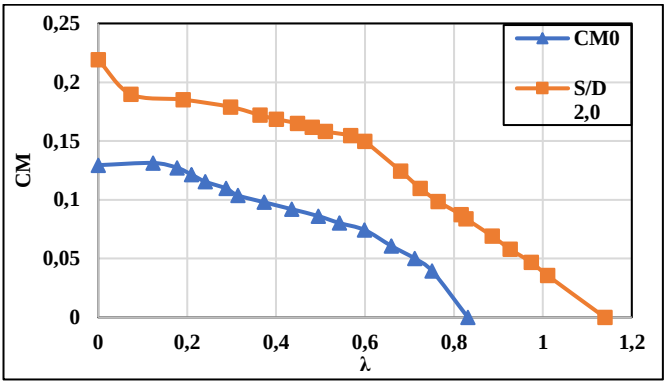
Penambahan silinder sirkular didepan *returning blade* membuat nilai *coefficient of moment* yang dimiliki turbin

menjadi lebih tinggi dibandingkan dengan tanpa menggunakan silinder sirkular sebagai pengganggu. Dengan meningkatnya nilai *coefficient of moment* yang dimiliki turbin, pemberian silinder sirkular sebagai silinder pengganggu didepan *returning blade* terbukti efektif. Meningkatnya nilai CM yang dimiliki oleh turbin disebabkan oleh transisi aliran dari laminar menuju turbulen yang lebih cepat yang diakibatkan oleh adanya silinder pengganggu didepan *returning blade*, sehingga momentum yang dimiliki aliran lebih mampu menahan tegangan geser yang terjadi dan menyebabkan titik separasi menjadi mundur dan membuat daerah *wake* menjadi mengecil. Peletakan silinder pada posisi ini juga mampu menurunkan tekanan didepan *returning blade*, sehingga dengan mengansumsikan nilai tekanan dibelakang *returning blade* lebih besar dibandingkan dengan nilai tekanan sebelum diberikan silinder pengganggu, maka nilai dari *pressure drag* akan menurun yang menyebabkan gaya *drag* menurun yang mengakibatkan selisih gaya *drag* antar sudu menjadi naik.

4.3.2.2 Analisis Nilai *Coefficient of Moment* (CM) sebagai Fungsi *Tip Speed Ratio* (λ) pada Bilangan Reynolds 85500

Berdasarkan eksperimen yang telah dilakukan, didapatkan hasil data berupa torsi dinamis yang kemudian diolah menjadi grafik *coefficient of moment* (CM) sebagai fungsi terhadap *tip speed ratio* (λ). Pengukuran dilakukan pada variasi jarak S/D sebesar 2,0, dengan menggunakan silinder pengganggu dengan rasio d/D sebesar 0,5 dengan peletakan y/D sebesar 0,5, dan pada bilangan Reynolds 85500 atau setara dengan kecepatan angin sebesar 4,4 m/s. Analisis dilakukan guna mengetahui perbandingan kinerja turbin angin Savonius dengan menggunakan silinder pengganggu (CM) dan kinerja turbin angin Savonius tanpa menggunakan silinder pengganggu

(CM_0). Hasil dari data pengukuran yang didapatkan dapat dilihat pada grafik yang tertera pada gambar 4.14 berikut.



Gambar 4.14 Grafik Perbandingan *Coefficient of Moment* Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu (CM) dan Tanpa Silinder Pengganggu (CM_0) Fungsi *Tip Speed Ratio* (λ) pada bilangan Reynolds 85500

Berdasarkan gambar 4.15 dapat dilihat bahwa *trendline* dari grafik *coefficient of moment* yang dimiliki turbin pada kecepatan 4,4 m/s terus naik sampai pada nilai optimumnya, kemudian setelah melewati titik optimumnya nilai CM akan turun. Nilai *coefficient of moment* paling tinggi pada kecepatan 4,4 m/s atau setara bilangan Reynolds sebesar 85500 turbin angin Savonius tanpa menggunakan silinder pengganggu adalah sebesar 0,1313 pada *tip speed ratio* sebesar 0,123, sedangkan nilai *coefficient of moment* yang dimiliki turbin setelah ditambahkan silinder pengganggu pada kecepatan 4,4 m/s adalah sebesar 0,1960 pada *tip speed ratio* sebesar 0.

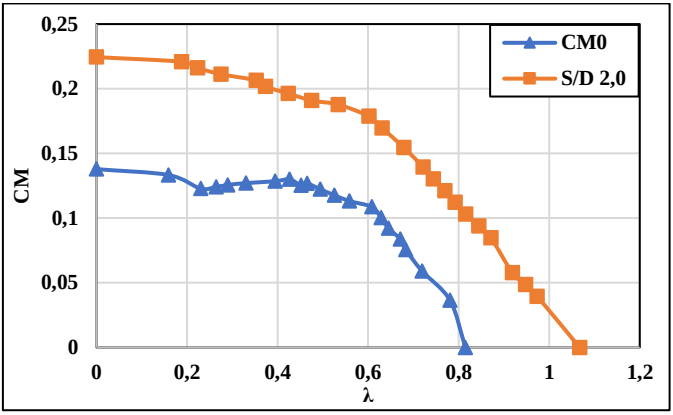
Penambahan silinder sirkular didepan *returning blade* membuat nilai *coefficient of moment* yang dimiliki turbin

menjadi lebih tinggi dibandingkan dengan tanpa menggunakan silinder sirkular sebagai pengganggu. Dengan meningkatnya nilai *coefficient of moment* yang dimiliki turbin, pemberian silinder sirkular sebagai silinder pengganggu didepan *returning blade* terbukti efektif. Meningkatnya nilai CM yang dimiliki oleh turbin disebabkan oleh transisi aliran dari laminar menuju turbulen yang lebih cepat yang diakibatkan oleh adanya silinder pengganggu didepan *returning blade*, sehingga momentum yang dimiliki aliran lebih mampu menahan tegangan geser yang terjadi dan menyebabkan titik separasi menjadi mundur dan membuat daerah *wake* menjadi mengecil. Peletakan silinder pada posisi ini juga mampu menurunkan tekanan didepan *returning blade*, sehingga dengan mengansumsikan nilai tekanan dibelakang *returning blade* lebih besar dibandingkan dengan nilai tekanan sebelum diberikan silinder pengganggu, maka nilai dari *pressure drag* akan menurun yang menyebabkan gaya *drag* menurun yang mengakibatkan selisih gaya *drag* antar sudu menjadi naik.

4.3.2.3 Analisis Nilai *Coefficient of Moment* (CM) sebagai Fungsi *Tip Speed Ratio* (λ) pada Bilangan Reynolds 97000

Berdasarkan eksperimen yang telah dilakukan, didapatkan hasil data berupa torsi dinamis yang kemudian diolah menjadi grafik *coefficient of moment* (CM) sebagai fungsi terhadap *tip speed ratio* (λ). Pengukuran dilakukan pada variasi jarak S/D sebesar 2,0, dengan menggunakan silinder pengganggu dengan rasio d/D sebesar 0,5 dengan peletakan y/D sebesar 0,5, dan pada bilangan Reynolds 97000 atau setara dengan kecepatan angin sebesar 5 m/s. Analisis dilakukan guna mengetahui perbandingan kinerja turbin angin Savonius dengan menggunakan silinder pengganggu (CM) dan kinerja turbin

angin Savonius tanpa menggunakan silinder pengganggu (CM_0). Hasil dari data pengukuran yang didapatkan dapat dilihat pada grafik yang tertera pada gambar 4.15 berikut.



Gambar 4.15 Grafik Perbandingan *Coefficient of Moment* Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu (CM) dan Tanpa Silinder Pengganggu (CM_0) Fungsi *Tip Speed Ratio* (λ) pada bilangan Reynolds 97000

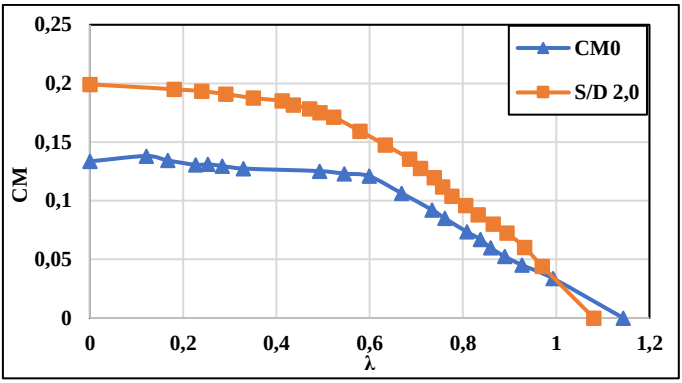
Berdasarkan gambar 4.16 dapat dilihat bahwa *trendline* dari grafik *coefficient of moment* yang dimiliki turbin pada kecepatan 5 m/s terus naik sampai pada nilai optimumnya, kemudian setelah melewati titik optimumnya nilai CM akan turun. Nilai *coefficient of moment* paling tinggi pada kecepatan 5 m/s atau setara bilangan Reynolds sebesar 97000 turbin angin Savonius tanpa menggunakan silinder pengganggu adalah sebesar 0,1333 pada *tip speed ratio* sebesar 0,159, sedangkan nilai *coefficient of moment* yang dimiliki turbin setelah ditambahkan silinder pengganggu pada kecepatan 5 m/s adalah sebesar 0,2244 pada *tip speed ratio* sebesar 0.

Penambahan silinder sirkular didepan *returning blade* membuat nilai *coefficient of moment* yang dimiliki turbin menjadi lebih tinggi dibandingkan dengan tanpa menggunakan silinder sirkular sebagai pengganggu. Dengan meningkatnya nilai *coefficient of moment* yang dimiliki turbin, pemberian silinder sirkular sebagai silinder pengganggu didepan *returning blade* terbukti efektif. Meningkatnya nilai CM yang dimiliki oleh turbin disebabkan oleh transisi aliran dari laminar menuju turbulen yang lebih cepat yang diakibatkan oleh adanya silinder pengganggu didepan *returning blade*, sehingga momentum yang dimiliki aliran lebih mampu menahan tegangan geser yang terjadi dan menyebabkan titik separasi menjadi mundur dan membuat daerah *wake* menjadi mengecil. Peletakan silinder pada posisi ini juga mampu menurunkan tekanan didepan *returning blade*, sehingga dengan mengansumsikan nilai tekanan dibelakang *returning blade* lebih besar dibandingkan dengan nilai tekanan sebelum diberikan silinder pengganggu, maka nilai dari *pressure drag* akan menurun yang menyebabkan gaya *drag* menurun yang mengakibatkan selisih gaya *drag* antar sudu menjadi naik.

4.3.2.4 Analisis Nilai *Coefficient of Moment* (CM) sebagai Fungsi *Tip Speed Ratio* (λ) pada Bilangan Reynolds 117000

Berdasarkan eksperimen yang telah dilakukan, didapatkan hasil data berupa torsi dinamis yang kemudian diolah menjadi grafik *coefficient of moment* (CM) sebagai fungsi terhadap *tip speed ratio* (λ). Pengukuran dilakukan pada variasi jarak S/D sebesar 2,0, dengan menggunakan silinder pengganggu dengan rasio d/D sebesar 0,5 dengan peletakan y/D sebesar 0,5, dan pada bilangan Reynolds 117000 atau setara dengan kecepatan angin sebesar 6 m/s. Analisis dilakukan guna mengetahui

perbandingan kinerja turbin angin Savonius dengan menggunakan silinder pengganggu (CM) dan kinerja turbin angin Savonius tanpa menggunakan silinder pengganggu (CM_0). Hasil dari data pengukuran yang didapatkan dapat dilihat pada grafik yang tertera pada gambar 4.16 berikut.



Gambar 4.16 Grafik Perbandingan *Coefficient of Moment* Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu (CM) dan Tanpa Silinder Pengganggu (CM_0) Fungsi *Tip Speed Ratio* (λ) pada bilangan Reynolds 117000

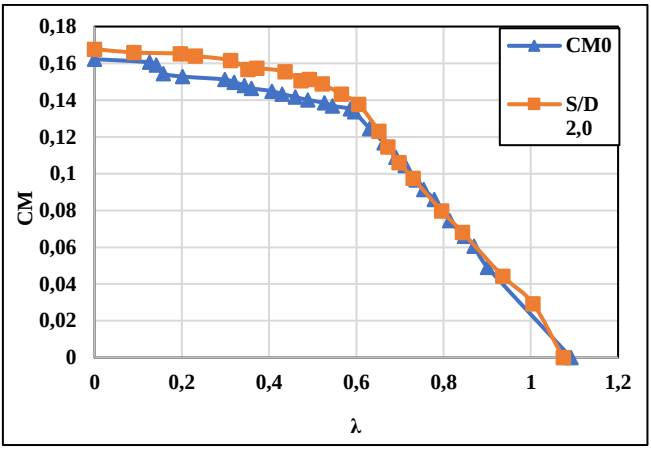
Berdasarkan gambar 4.16 dapat dilihat bahwa *trendline* dari grafik *coefficient of moment* yang dimiliki turbin pada kecepatan 6 m/s terus naik sampai pada nilai optimumnya, kemudian setelah melewati titik optimumnya nilai CM akan turun. Nilai *coefficient of moment* paling tinggi pada kecepatan 6 m/s atau setara bilangan Reynolds sebesar 117000 turbin angin Savonius tanpa menggunakan silinder pengganggu adalah sebesar 0,1381 pada *tip speed ratio* sebesar 0,121, sedangkan nilai *coefficient of moment* yang dimiliki turbin setelah ditambahkan silinder pengganggu pada kecepatan 6 m/s adalah sebesar 0,1992 pada *tip speed ratio* sebesar 0.

Penambahan silinder sirkular didepan *returning blade* membuat nilai *coefficient of moment* yang dimiliki turbin menjadi lebih tinggi dibandingkan dengan tanpa menggunakan silinder sirkular sebagai pengganggu. Dengan meningkatnya nilai *coefficient of moment* yang dimiliki turbin, pemberian silinder sirkular sebagai silinder pengganggu didepan *returning blade* terbukti efektif. Meningkatnya nilai CM yang dimiliki oleh turbin disebabkan oleh transisi aliran dari laminar menuju turbulen yang lebih cepat yang diakibatkan oleh adanya silinder pengganggu didepan *returning blade*, sehingga momentum yang dimiliki aliran lebih mampu menahan tegangan geser yang terjadi dan menyebabkan titik separasi menjadi mundur dan membuat daerah *wake* menjadi mengecil. Peletakan silinder pada posisi ini juga mampu menurunkan tekanan didepan *returning blade*, sehingga dengan mengansumsikan nilai tekanan dibelakang *returning blade* lebih besar dibandingkan dengan nilai tekanan sebelum diberikan silinder pengganggu, maka nilai dari *pressure drag* akan menurun yang menyebabkan gaya *drag* menurun yang mengakibatkan selisih gaya *drag* antar sudu menjadi naik.

4.3.2.5 Analisis Nilai *Coefficient of Moment* (CM) sebagai Fungsi *Tip Speed Ratio* (λ) pada Bilangan Reynolds 136000

Berdasarkan eksperimen yang telah dilakukan, didapatkan hasil data berupa torsi dinamis yang kemudian diolah menjadi grafik *coefficient of moment* (CM) sebagai fungsi terhadap *tip speed ratio* (λ). Pengukuran dilakukan pada variasi jarak S/D sebesar 2,0, dengan menggunakan silinder pengganggu dengan rasio d/D sebesar 0,5 dengan peletakan y/D sebesar 0,5, dan pada bilangan Reynolds 136000 atau setara dengan kecepatan angin sebesar 7 m/s. Analisis dilakukan guna mengetahui

perbandingan kinerja turbin angin Savonius dengan menggunakan silinder pengganggu (CM) dan kinerja turbin angin Savonius tanpa menggunakan silinder pengganggu (CM_0). Hasil dari data pengukuran yang didapatkan dapat dilihat pada grafik yang tertera pada gambar 4.17 berikut.



Gambar 4.17 Grafik Perbandingan *Coefficient of Moment* Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu (CM) dan Tanpa Silinder Pengganggu (CM_0) Fungsi *Tip Speed Ratio* (λ) pada bilangan Reynolds 136000

Berdasarkan gambar 4.17 dapat dilihat bahwa *trendline* dari grafik *coefficient of moment* yang dimiliki turbin pada kecepatan 7 m/s terus naik sampai pada nilai optimumnya, kemudian setelah melewati titik optimumnya nilai CM akan turun. Nilai *coefficient of moment* paling tinggi pada kecepatan 7 m/s atau setara bilangan Reynolds sebesar 136000 turbin angin Savonius tanpa menggunakan silinder pengganggu adalah sebesar 0,1622 pada *tip speed ratio* sebesar 0, sedangkan nilai *coefficient of moment* yang dimiliki turbin setelah

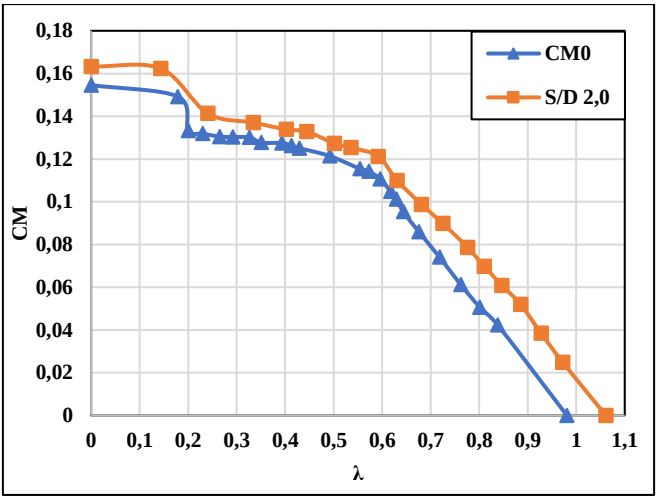
ditambahkan silinder pengganggu pada kecepatan 7 m/s adalah sebesar 0,1677 pada *tip speed ratio* sebesar 0.

Penambahan silinder sirkular didepan *returning blade* membuat nilai *coefficient of moment* yang dimiliki turbin menjadi lebih tinggi dibandingkan dengan tanpa menggunakan silinder sirkular sebagai pengganggu. Dengan meningkatnya nilai *coefficient of moment* yang dimiliki turbin, pemberian silinder sirkular sebagai silinder pengganggu didepan *returning blade* terbukti efektif. Meningkatnya nilai CM yang dimiliki oleh turbin disebabkan oleh transisi aliran dari laminar menuju turbulen yang lebih cepat yang diakibatkan oleh adanya silinder pengganggu didepan *returning blade*, sehingga momentum yang dimiliki aliran lebih mampu menahan tegangan geser yang terjadi dan menyebabkan titik separasi menjadi mundur dan membuat daerah *wake* menjadi mengecil. Peletakan silinder pada posisi ini juga mampu menurunkan tekanan didepan *returning blade*, sehingga dengan mengansumsikan nilai tekanan dibelakang *returning blade* lebih besar dibandingkan dengan nilai tekanan sebelum diberikan silinder pengganggu, maka nilai dari *pressure drag* akan menurun yang menyebabkan gaya *drag* menurun yang mengakibatkan selisih gaya *drag* antar sudu menjadi naik.

4.3.2.6 Analisis Nilai *Coefficient of Moment* (CM) sebagai Fungsi *Tip Speed Ratio* (λ) pada Bilangan Reynolds 155600

Berdasarkan eksperimen yang telah dilakukan, didapatkan hasil data berupa torsi dinamis yang kemudian diolah menjadi grafik *coefficient of moment* (CM) sebagai fungsi terhadap *tip speed ratio* (λ). Pengukuran dilakukan pada variasi jarak S/D sebesar 2,0, dengan menggunakan silinder pengganggu dengan

rasio d/D sebesar 0,5 dengan peletakan y/D sebesar 0,5, dan pada bilangan Reynolds 155600 atau setara dengan kecepatan angin sebesar 8 m/s. Analisis dilakukan guna mengetahui perbandingan kinerja turbin angin Savonius dengan menggunakan silinder pengganggu (CM) dan kinerja turbin angin Savonius tanpa menggunakan silinder pengganggu (CM_0). Hasil dari data pengukuran yang didapatkan dapat dilihat pada grafik yang tertera pada gambar 4.18 berikut.



Gambar 4.18 Grafik Perbandingan *Coefficient of Moment* Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu (CM) dan Tanpa Silinder Pengganggu (CM_0) Fungsi *Tip Speed Ratio* (λ) pada bilangan Reynolds 155600

Berdasarkan gambar 4.18 dapat dilihat bahwa *trendline* dari grafik *coefficient of moment* yang dimiliki turbin pada kecepatan 8 m/s terus naik sampai pada nilai optimumnya, kemudian setelah melewati titik optimumnya nilai CM akan

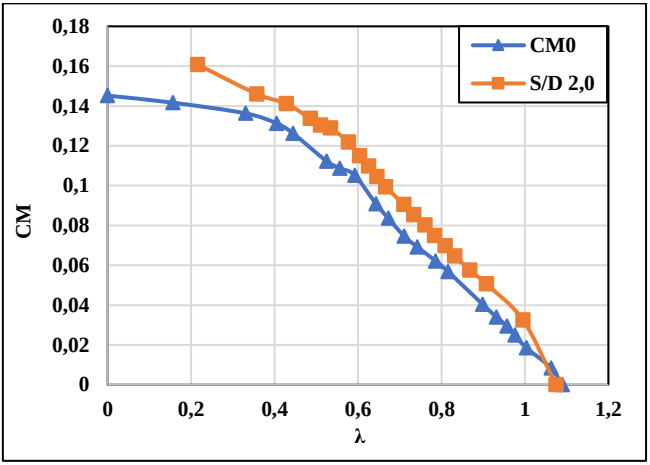
turun. Nilai *coefficient of moment* paling tinggi pada kecepatan 8 m/s atau setara bilangan Reynolds sebesar 155600 turbin angin Savonius tanpa menggunakan silinder pengganggu adalah sebesar 0,1546 pada *tip speed ratio* sebesar 0, sedangkan nilai *coefficient of moment* yang dimiliki turbin setelah ditambahkan silinder pengganggu pada kecepatan 8 m/s adalah sebesar 0,1633 pada *tip speed ratio* sebesar 0.

Penambahan silinder sirkular didepan *returning blade* membuat nilai *coefficient of moment* yang dimiliki turbin menjadi lebih tinggi dibandingkan dengan tanpa menggunakan silinder sirkular sebagai pengganggu. Dengan meningkatnya nilai *coefficient of moment* yang dimiliki turbin, pemberian silinder sirkular sebagai silinder pengganggu didepan *returning blade* terbukti efektif. Meningkatnya nilai CM yang dimiliki oleh turbin disebabkan oleh transisi aliran dari laminar menuju turbulen yang lebih cepat yang diakibatkan oleh adanya silinder pengganggu didepan *returning blade*, sehingga momentum yang dimiliki aliran lebih mampu menahan tegangan geser yang terjadi dan menyebabkan titik separasi menjadi mundur dan membuat daerah *wake* menjadi mengecil. Peletakan silinder pada posisi ini juga mampu menurunkan tekanan didepan *returning blade*, sehingga dengan mengansumsikan nilai tekanan dibelakang *returning blade* lebih besar dibandingkan dengan nilai tekanan sebelum diberikan silinder pengganggu, maka nilai dari *pressure drag* akan menurun yang menyebabkan gaya *drag* menurun yang mengakibatkan selisih gaya *drag* antar sudu menjadi naik.

4.3.2.7 Analisis Nilai *Coefficient of Moment* (CM) sebagai Fungsi *Tip Speed Ratio* (λ) pada Bilangan Reynolds 175000

Berdasarkan eksperimen yang telah dilakukan, didapatkan hasil data berupa torsi dinamis yang kemudian diolah menjadi

grafik *coefficient of moment* (CM) sebagai fungsi terhadap *tip speed ratio* (λ). Pengukuran dilakukan pada variasi jarak S/D sebesar 2,0, dengan menggunakan silinder pengganggu dengan rasio d/D sebesar 0,5 dengan peletakan y/D sebesar 0,5, dan pada bilangan Reynolds 175000 atau setara dengan kecepatan angin sebesar 9 m/s. Analisis dilakukan guna mengetahui perbandingan kinerja turbin angin Savonius dengan menggunakan silinder pengganggu (CM) dan kinerja turbin angin Savonius tanpa menggunakan silinder pengganggu (CM_0). Hasil dari data pengukuran yang didapatkan dapat dilihat pada grafik yang tertera pada gambar 4.19 berikut.



Gambar 4.19 Grafik Perbandingan *Coefficient of Moment* Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu (CM) dan Tanpa Silinder Pengganggu (CM_0) Fungsi *Tip Speed Ratio* (λ) pada bilangan Reynolds 175000

Berdasarkan gambar 4.19 dapat dilihat bahwa *trendline* dari grafik *coefficient of moment* yang dimiliki turbin pada

kecepatan 9 m/s terus naik sampai pada nilai optimumnya, kemudian setelah melewati titik optimumnya nilai CM akan turun. Nilai *coefficient of moment* paling tinggi pada kecepatan 9 m/s atau setara bilangan Reynolds sebesar 175000 turbin angin Savonius tanpa menggunakan silinder pengganggu adalah sebesar 0,1452 pada *tip speed ratio* sebesar 0, sedangkan nilai *coefficient of moment* yang dimiliki turbin setelah ditambahkan silinder pengganggu pada kecepatan 9 m/s adalah sebesar 0,1608 pada *tip speed ratio* sebesar 0,216.

Penambahan silinder sirkular didepan *returning blade* membuat nilai *coefficient of moment* yang dimiliki turbin menjadi lebih tinggi dibandingkan dengan tanpa menggunakan silinder sirkular sebagai pengganggu. Dengan meningkatnya nilai *coefficient of moment* yang dimiliki turbin, pemberian silinder sirkular sebagai silinder pengganggu didepan *returning blade* terbukti efektif. Meningkatnya nilai CM yang dimiliki oleh turbin disebabkan oleh transisi aliran dari laminar menuju turbulen yang lebih cepat yang diakibatkan oleh adanya silinder pengganggu didepan *returning blade*, sehingga momentum yang dimiliki aliran lebih mampu menahan tegangan geser yang terjadi dan menyebabkan titik separasi menjadi mundur dan membuat daerah *wake* menjadi mengecil. Peletakan silinder pada posisi ini juga mampu menurunkan tekanan didepan *returning blade*, sehingga dengan mengansumsikan nilai tekanan dibelakang *returning blade* lebih besar dibandingkan dengan nilai tekanan sebelum diberikan silinder pengganggu, maka nilai dari *pressure drag* akan menurun yang menyebabkan gaya *drag* menurun yang mengakibatkan selisih gaya *drag* antar sudu menjadi naik.

Berdasarkan seluruh pembahasan peletakan silinder sirkular didepan *returning blade*, dapat disimpulkan bahwa penambahan silinder pengganggu dengan jarak S/D sejauh 2,0 efektif dalam meningkatkan performa dari turbin angin

Savonius. Berikut hasil kenaikan kinerja turbin pada seluruh kecepatan dengan peletakan silinder pengganggu pada S/D sejauh 2,0.

Tabel 4.3 Perbandingan Selisih Kenaikan CM Turbin Angin Savonius

U (m/s)	Re	CM_0 max.	CM S/D = 2 max.	ΔCM	ΔCM (%)
3,8	74000	0,0985	0,1787	0,0874	81 %
4,4	85500	0,1313	0,2192	0,0647	66,96%
5	97000	0,1379	0,2244	0,0865	62,73%
6	117000	0,1381	0,1992	0,0611	44,24%
7	136000	0,1622	0,1677	0,0055	3,39%
8	155600	0,1546	0,1633	0,0087	5,63%
9	175000	0,1452	0,1608	0,0156	10,74%

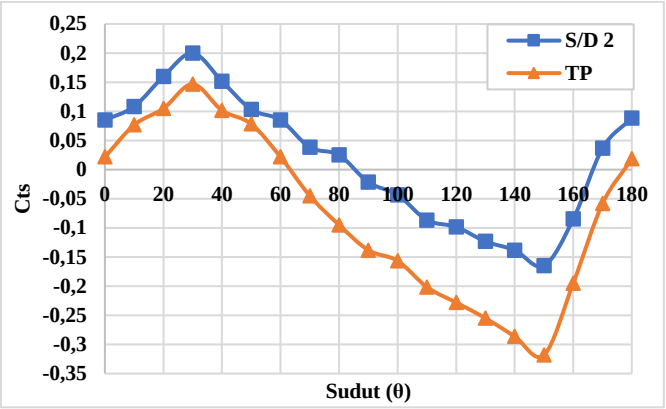
Pada tabel 4.3 terlihat bahwa nilai *coefficient of moment* terus meningkat seiring dengan meningkatnya nilai bilangan Reynolds, namun pada saat turbin sudah melewati nilai kecepatan optimum tersebut, maka nilai dari *coefficient of moment* yang dihasilkan menjadi menurun nilainya. Turbin bekerja optimum pada kecepatan yang berbeda pada saat diberikan silinder dan pada saat sebelum diberikan silinder pengganggu. Pada saat turbin belum diberikan dilinder pengganggu, turbin memiliki nilai CM_0 tertinggi pada saat turbin berputar pada kecepatan 7 m/s, sedangkan pada saat turbin diberikan silinder pengganggu pada jarak penempatan S/D sebesar 2,0, turbin memiliki nilai CM tertinggi pada kecepatan 5 m/s. Sehingga dapat disimpulkan pada saat turbin

tidak diberikan silinder pengganggu, energi *losses* paling kecil terjadi pada saat turbin berputar pada kecepatan 7 m/s atau pada bilangan Reynolds 136000, sedangkan pada saat diberikan silinder pengganggu dengan jarak S/D sebesar 2,0, turbin memiliki energi *losses* paling kecil pada kecepatan putar sebesar 5 m/s atau setara bilangan Reynolds 97000.

4.3.3 Analisis Nilai *Static Torque Coefficient* (Cts) sebagai Fungsi Sudut (θ)

4.3.3.1 Analisis *Static Torque Coefficient* (Cts) sebagai Fungsi Sudut (θ) pada Bilangan Reynolds 74000

Selain melakukan pengukuran terhadap torsi dinamis, pengukuran juga dilakukan untuk torsi statis. Nilai torsi statis yang didapatkan pada penelitian ini diambil dengan menggunakan alat ukur berupa *torque meter*. Pengambilan data nilai torsi statis dilakukan pada saat turbin berada dalam keadaan diam dengan cara mencekam ujung poros dan menyambungkan ujung poros dengan *torque meter*. Pengambilan data dilakukan dengan mengubah posisi turbin dari posisi 0° sampai dengan turbin berada pada posisi 180° dengan kenaikan sudut sebesar 10°. Hasil yang didapatkan dari pengukuran ini diolah menjadi data *static torque coefficient* (Cts) yang dapat dilihat pada grafik yang tertera pada gambar 4.20 berikut.



Gambar 4.20 Grafik Perbandingan *Static Torque Coefficient* (Cts) sebagai Fungsi Sudut (θ) pada bilangan Reynolds 74000

Berdasarkan eksperimen yang telah dilakukan, turbin angin Savonius memiliki *self-starting* paling baik pada saat berada pada posisi sudut (θ) sebesar 30° pada kecepatan 3,8 m/s sedangkan turbin memiliki *self-starting* minimum pada saat turbin berada pada posisi sudut sebesar 150°. Dari gambar tersebut tampak *trendline* grafik koefisien torsi statis yang dimiliki turbin terus naik sampai dengan posisi sudut 30° kemudian turun sampai dengan sudut 150° dan kembali naik sampai dengan turbin berada pada sudut 180°. Pada saat turbin berada pada posisi 30°, nilai dari koefisien torsi statis yang dimiliki turbin tanpa silinder pengganggu adalah sebesar 0,147 dan pada saat ditempatkan silinder pengganggu pada posisi jarak penempatan S/D 2,0 adalah sebesar 0,2, sedangkan koefisien torsi statis minimum yang dimiliki turbin tanpa pengganggu adalah sebesar -0,318 dan turbin berpengganggu sebesar -0,165.

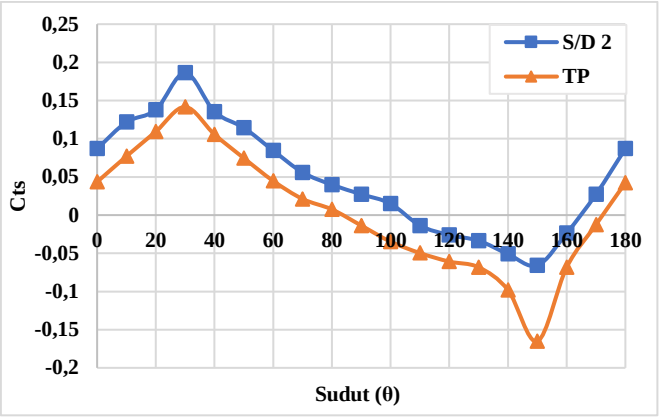
Dengan meningkatnya nilai koefisien torsi statis yang dimiliki turbin pada saat diberikan silinder pengganggu membuktikan bahwa adanya silinder pengganggu didepan *returning blade* efektif mengurangi tekanan didepan *returning blade*. Apabila tekanan dibelakang *returning blade* diasumsikan memiliki nilai yang lebih besar dibandingkan sebelum diberikan silinder pengganggu, maka selisih tekanan di depan dan belakang *returning blade* menjadi lebih kecil dan menyebabkan nilai dari *pressure drag menurun*, sehingga nilai gaya *drag* akan menurun dan mengakibatkan selisih gaya *drag* antar kedua sudu menjadi lebih tinggi. Pemberian silinder sirkular didepan *returning blade* sebagai pengganggu juga terbukti dapat mengganggu *boundary layer* aliran pada turbin, sehingga aliran lebih cepat bertransisi dari laminar menuju turbulen sehingga momentum aliran untuk melawan gaya gesek serta *adverse pressure gradient* yang terjadi menjadi lebih besar dan menyebabkan titik separasi aliran menjadi mundur. Mundurnya titik separasi aliran ini menyebabkan daerah *wake* menjadi mengecil dan mengakibatkan nilai gaya *drag* pada *returning blade* menjadi menurun, sehingga selisih gaya *drag* antar sudu menjadi meningkat dan menghasilkan nilai torsi statis yang dimiliki turbin angin Savonius.

Meskipun penambahan silinder sirkular turbin angin Savonius membuat nilai koefisien torsi statis mengalami peningkatan, turbin angin Savonius masih memiliki nilai koefisien torsi status minimum yang bernilai negatif. Koefisien torsi statis yang bernilai negatif mengindikasikan turbin angin Savonius tidak memiliki kemampuan *self-starting*, sehingga diperlukan bantuan gaya dari luar untuk memutar turbin dari keadaan diam selain gaya yang dihasilkan oleh angin. Pada saat turbin berada pada posisi sudut 150°, arah dari gaya *drag* memiliki arah yang berlawanan dengan arah putaran turbin angin Savonius dan luas penampang *returning blade* yang dialiri udara lebih besar dibandingkan dengan luas penampang

advancing blade. Sehingga menjadikan nilai torsi statis yang dimiliki turbin menjadi sangat rendah. Namun penambahan silinder sirkular didepan *returning blade* terbukti meningkatkan kemampuan *self-starting* turbin, hal ini dibuktikan dengan meningkatnya nilai terendah koefisien torsi statis yang dimiliki turbin yang bernilai mendekati positif.

4.3.3.2 Analisis Nilai *Static Torque Coefficient* (Cts) sebagai Fungsi Sudut (θ) pada Bilangan Reynolds 85500

Selain itu pengukuran torsi statis juga dilakukan pada bilangan Reynolds 85500 atau setara kecepatan angin sebesar 4,4 m/s. Nilai torsi statis yang didapatkan pada penelitian ini diambil dengan menggunakan alat ukur berupa *torque meter*. Pengambilan data nilai torsi statis dilakukan pada saat turbin berada dalam keadaan diam dengan cara mencekam ujung poros dan menyambungkan ujung poros dengan *torque meter*. Pengambilan data dilakukan dengan mengubah posisi turbin dari posisi 0° sampai dengan turbin berada pada posisi 180° dengan kenaikan sudut sebesar 10°. Hasil yang didapatkan dari pengukuran ini kemudian diolah menjadi data koefisien torsi statis (Cts) yang dapat dilihat pada grafik yang tertera pada gambar 4.21 berikut.



Gambar 4.21 Grafik Perbandingan *Static Torque Coefficient* (Cts) sebagai Fungsi Sudut (θ) pada bilangan Reynolds 85500

Berdasarkan eksperimen yang telah dilakukan, turbin angin Savonius memiliki nilai koefisien torsi statis tertinggi pada saat berada pada posisi sudut (θ) sebesar 30° pada kecepatan 4,4 m/s, baik dengan maupun tanpa diberikan silinder pengganggu didepan *returning blade*, sedangkan turbin memiliki nilai koefisien torsi statis minimum pada saat turbin berada pada posisi sudut sebesar 150°. Dari gambar tersebut tampak *trendline* grafik terus naik sampai dengan posisi sudut 30° kemudian turun sampai dengan sudut 150° dan kembali naik sampai dengan turbin berada pada sudut 180°. Pada saat turbin berada pada posisi 30°, nilai dari koefisien torsi statis yang dimiliki turbin tanpa silinder pengganggu adalah sebesar 0,142 dan nilai torsi statis turbin berpengganggu sebesar 0,186, sedangkan koefisien torsi statis minimum yang dimiliki turbin tanpa pengganggu adalah sebesar -0,165 dan turbin berpengganggu sebesar -0,066.

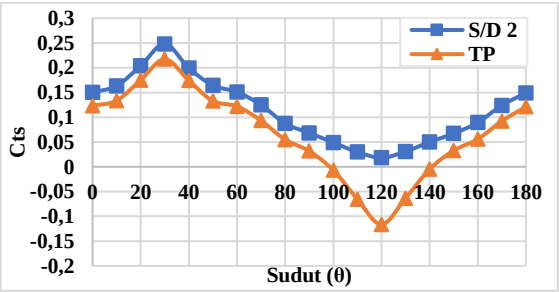
Dengan meningkatnya nilai koefisien torsi statis yang dimiliki turbin pada saat diberikan silinder pengganggu membuktikan bahwa adanya silinder pengganggu didepan *returning blade* efektif mengurangi tekanan didepan *returning blade*. Apabila tekanan dibelakang *returning blade* diasumsikan memiliki nilai yang lebih besar dibandingkan sebelum diberikan silinder pengganggu, maka selisih tekanan di depan dan belakang *returning blade* menjadi lebih kecil dan menyebabkan nilai dari *pressure drag* menurun, sehingga nilai gaya *drag* akan menurun dan mengakibatkan selisih gaya *drag* antar kedua sudu menjadi lebih tinggi. Pemberian silinder sirkular didepan *returning blade* sebagai pengganggu juga terbukti dapat mengganggu *boundary layer* aliran pada turbin, sehingga aliran lebih cepat bertransisi dari laminar menuju turbulen sehingga momentum aliran untuk melawan gaya gesek serta *adverse pressure gradient* yang terjadi menjadi lebih besar dan menyebabkan titik separasi aliran menjadi mundur. Mundurnya titik separasi aliran ini menyebabkan daerah *wake* menjadi mengecil dan mengakibatkan nilai gaya *drag* pada *returning blade* menjadi menurun, sehingga selisih gaya *drag* antar sudu menjadi meningkat dan menghasilkan nilai torsi statis yang dimiliki turbin angin Savonius.

Meskipun penambahan silinder sirkular turbin angin Savonius mengalami peningkatan, turbin angin Savonius masih memiliki nilai koefisien torsi statis minimum yang bernilai negatif. Koefisien torsi statis yang bernilai negatif mengindikasikan turbin angin Savonius tidak memiliki kemampuan *self-starting*, sehingga diperlukan bantuan gaya dari luar untuk memutar turbin dari keadaan diam selain gaya yang dihasilkan oleh angin. Pada saat turbin berada pada posisi sudut 150°, arah dari gaya *drag* memiliki arah yang berlawanan dengan arah putaran turbin angin Savonius dan luas penampang *returning blade* yang dialiri udara lebih besar dibandingkan dengan luas penampang *advancing blade*. Sehingga menjadikan

nilai torsi statis yang dimiliki turbin menjadi sangat rendah. Namun penambahan silinder sirkular didepan *returning blade* terbukti meningkatkan kemampuan *self-starting* turbin, hal ini dibuktikan dengan meningkatnya nilai terendah koefisien torsi statis yang dimiliki turbin yang bernilai mendekati positif.

4.3.3.3 Analisis Nilai *Static Torque Coefficient* (Cts) sebagai Fungsi Sudut (θ) pada Bilangan Reynolds 97000

Selain itu pengukuran torsi statis juga dilakukan pada bilangan Reynolds 97000 atau setara kecepatan angin sebesar 5 m/s. Nilai torsi statis yang didapatkan pada penelitian ini diambil dengan menggunakan alat ukur berupa *torque meter*. Pengambilan data nilai torsi statis dilakukan pada saat turbin berada dalam keadaan diam dengan cara mencekam ujung poros dan menyambungkan ujung poros dengan *torque meter*. Pengambilan data dilakukan dengan mengubah posisi turbin dari posisi 0° sampai dengan turbin berada pada posisi 180° dengan kenaikan sudut sebesar 10°. Hasil yang didapatkan dari pengukuran ini diolah menjadi data *static torque coefficient* (Cts) dan dapat dilihat pada grafik yang tertera pada gambar 4.22 berikut.



Gambar 4.22 Grafik Perbandingan *Static Torque Coefficient* (Cts) sebagai Fungsi Sudut (θ) pada bilangan Reynolds 97000

Berdasarkan eksperimen yang telah dilakukan, turbin angin Savonius memiliki nilai koefisien torsi statis tertinggi pada saat berada pada posisi sudut (θ) sebesar 30° pada kecepatan 5 m/s, baik dengan maupun tanpa diberikan silinder pengganggu didepan *returning blade*, sedangkan turbin memiliki nilai koefisien torsi statis minimum pada saat turbin berada pada posisi sudut sebesar 120°. Dari gambar tersebut tampak *trendline* grafik terus naik sampai dengan posisi sudut 30° kemudian turun sampai dengan sudut 120° dan kembali naik sampai dengan turbin berada pada sudut 180°. Pada saat turbin berada pada posisi 30°, nilai dari koefisien torsi statis yang dimiliki turbin tanpa silinder pengganggu adalah sebesar 0,217 dan nilai torsi statis turbin berpengganggu sebesar 0,248, sedangkan koefisien torsi statis minimum yang dimiliki turbin tanpa pengganggu adalah sebesar -0,116 dan turbin berpengganggu sebesar 0,018 N.cm.

Dengan meningkatnya koefisien nilai torsi statis yang dimiliki turbin pada saat diberikan silinder pengganggu membuktikan bahwa adanya silinder pengganggu didepan *returning blade* efektif mengurangi tekanan didepan *returning blade*. Apabila tekanan dibelakang *returning blade* diasumsikan memiliki nilai yang lebih besar dibandingkan sebelum diberikan silinder pengganggu, maka selisih tekanan di depan dan belakang *returning blade* menjadi lebih kecil dan menyebabkan nilai dari *pressure drag menurun*, sehingga nilai gaya *drag* akan menurun dan mengakibatkan selisih gaya *drag* antar kedua sudu menjadi lebih tinggi. Pemberian silinder sirkular didepan *returning blade* sebagai pengganggu juga terbukti dapat mengganggu *boundary layer* aliran pada turbin, sehingga aliran lebih cepat bertransisi dari laminar menuju turbulen sehingga momentum aliran untuk melawan gaya gesek serta *adverse pressure gradient* yang terjadi menjadi lebih besar dan menyebabkan titik separasi aliran menjadi mundur. Mundurnya titik separasi aliran ini menyebabkan daerah *wake*

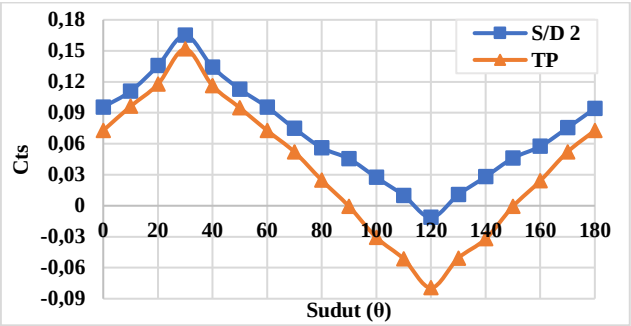
menjadi mengecil dan mengakibatkan nilai gaya *drag* pada *returning blade* menjadi menurun, sehingga selisih gaya *drag* antar sudu menjadi meningkat dan menghasilkan nilai torsi statis yang dimiliki turbin angin Savonius.

Turbin memiliki nilai koefisien torsi statis negatif pada saat tidak diberikan silinder pengganggu dimana hal ini mengindikasikan turbin angin Savonius tidak memiliki kemampuan *self-starting*, sehingga diperlukan bantuan gaya dari luar untuk memutar turbin dari keadaan diam selain gaya yang dihasilkan oleh angin. Pada saat turbin berada pada posisi sudut 120°, arah dari gaya *drag* memiliki arah yang berlawanan dengan arah putaran turbin angin Savonius dan luas penampang *returning blade* yang dialiri udara lebih besar dibandingkan dengan luas penampang *advancing blade*. Sehingga menjadikan nilai torsi statis yang dimiliki turbin menjadi sangat rendah. Namun penambahan silinder sirkular didepan *returning blade* terbukti meningkatkan kemampuan *self-starting* turbin, hal ini dibuktikan dengan meningkatnya nilai terendah koefisien torsi statis yang dimiliki turbin bernilai positif.

4.3.3.4 Analisis Nilai *Static Torque Coefficient* (Cts) sebagai Fungsi Sudut (θ) pada Bilangan Reynolds 117000

Selain itu pengukuran torsi statis juga dilakukan pada bilangan Reynolds 117000 atau setara kecepatan angin sebesar 6 m/s. Nilai torsi statis yang didapatkan pada penelitian ini diambil dengan menggunakan alat ukur berupa *torque meter*. Pengambilan data nilai torsi statis dilakukan pada saat turbin berada dalam keadaan diam dengan cara mencekam ujung poros dan menyambungkan ujung poros dengan *torque meter*. Pengambilan data dilakukan dengan mengubah posisi turbin dari posisi 0° sampai dengan turbin berada pada posisi 180°

dengan kenaikan sudut sebesar 10°. Hasil yang didapatkan dari pengukuran ini diolah menjadi *static torque coefficient* (Cts) dapat dilihat pada grafik yang tertera pada gambar 4.23 berikut.



Gambar 4.23 Grafik Perbandingan *Static Torque Coefficient* (Cts) sebagai Fungsi Sudut (θ) pada bilangan Reynolds 117000

Berdasarkan eksperimen yang telah dilakukan, turbin angin Savonius memiliki nilai koefisien torsi statis tertinggi pada saat berada pada posisi sudut (θ) sebesar 30° pada kecepatan 6 m/s, baik dengan maupun tanpa diberikan silinder pengganggu didepan *returning blade*, sedangkan turbin memiliki nilai koefisien torsi statis minimum pada saat turbin berada pada posisi sudut sebesar 120°. Dari gambar tersebut tampak *trendline* grafik terus naik sampai dengan posisi sudut 30° kemudian turun sampai dengan sudut 120° dan kembali naik sampai dengan turbin berada pada sudut 180°. Pada saat turbin berada pada posisi 30°, nilai dari koefisien torsi statis yang dimiliki turbin tanpa silinder pengganggu adalah sebesar 0,152 dan nilai koefisien torsi statis turbin berpengganggu sebesar 0,165, sedangkan koefisien torsi statis minimum yang dimiliki turbin tanpa pengganggu adalah sebesar -0,08 dan turbin berpengganggu sebesar -0,011.

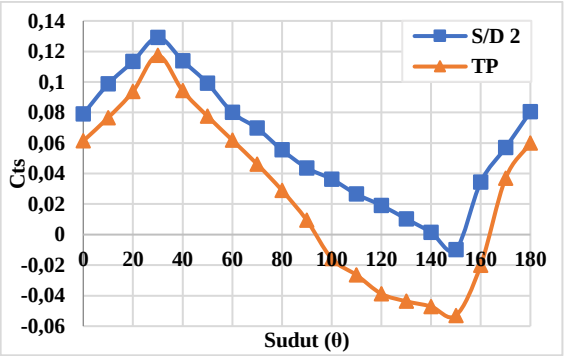
Dengan meningkatnya nilai koefisien torsi statis yang dimiliki turbin pada saat diberikan silinder pengganggu membuktikan bahwa adanya silinder pengganggu didepan *returning blade* efektif mengurangi tekanan didepan *returning blade*. Apabila tekanan dibelakang *returning blade* diasumsikan memiliki nilai yang lebih besar dibandingkan sebelum diberikan silinder pengganggu, maka selisih tekanan di depan dan belakang *returning blade* menjadi lebih kecil dan menyebabkan nilai dari *pressure drag menurun*, sehingga nilai gaya *drag* akan menurun dan mengakibatkan selisih gaya *drag* antar kedua sudu menjadi lebih tinggi. Pemberian silinder sirkular didepan *returning blade* sebagai pengganggu juga terbukti dapat mengganggu *boundary layer* aliran pada turbin, sehingga aliran lebih cepat bertransisi dari laminar menuju turbulen sehingga momentum aliran untuk melawan gaya gesek serta *adverse pressure gradient* yang terjadi menjadi lebih besar dan menyebabkan titik separasi aliran menjadi mundur. Mundurnya titik separasi aliran ini menyebabkan daerah *wake* menjadi mengecil dan mengakibatkan nilai gaya *drag* pada *returning blade* menjadi menurun, sehingga selisih gaya *drag* antar sudu menjadi meningkat dan menghasilkan nilai torsi statis yang dimiliki turbin angin Savonius.

Meskipun penambahan silinder sirkular turbin angin Savonius mengalami peningkatan, turbin angin Savonius masih memiliki nilai torsi status minimum yang bernilai negatif. Torsi statis yang bernilai negatif mengindikasikan turbin angin Savonius tidak memiliki kemampuan *self-starting*, sehingga diperlukan bantuan gaya dari luar untuk memutar turbin dari keadaan diam selain gaya yang dihasilkan oleh angin. Pada saat turbin berada pada posisi sudut 120°, arah dari gaya *drag* memiliki arah yang berlawanan dengan arah putaran turbin angin Savonius dan luas penampang *returning blade* yang dialiri udara lebih besar dibandingkan dengan luas penampang *advancing blade*. Sehingga menjadikan nilai torsi statis yang

dimiliki turbin menjadi sangat rendah. Namun penambahan silinder sirkular didepan *returning blade* terbukti meningkatkan kemampuan *self-starting* turbin, hal ini dibuktikan dengan meningkatnya nilai terendah koefieisn torsi statis yang dimiliki turbin yang bernilai mendekati positif.

4.3.3.5 Analisis Nilai *Static Torque Coefficient* (Cts) sebagai Fungsi Sudut (θ) pada Bilangan Reynolds 136000

Selain itu pengukuran torsi statis juga dilakukan pada bilangan Reynolds 136000 atau setara kecepatan angin sebesar 7 m/s. Nilai torsi statis yang didapatkan pada penelitian ini diambil dengan menggunakan alat ukur berupa *torque meter*. Pengambilan data nilai torsi statis dilakukan pada saat turbin berada dalam keadaan diam dengan cara mencekam ujung poros dan menyambungkan ujung poros dengan *torque meter*. Pengambilan data dilakukan dengan mengubah posisi turbin dari posisi 0° sampai dengan turbin berada pada posisi 180° dengan kenaikan sudut sebesar 10°. Hasil yang didapatkan dari pengukuran ini diolah menjadi *static torque coefficient* (Cts) dan dapat dilihat pada grafik yang tertera pada gambar 4.24 berikut.



Gambar 4.24 Grafik Perbandingan *Static Torque Coefficient* (Cts) sebagai Fungsi Sudut (θ) pada bilangan Reynolds 136000

Berdasarkan eksperimen yang telah dilakukan, turbin angin Savonius memiliki nilai koefisien torsi statis tertinggi pada saat berada pada posisi sudut (θ) sebesar 30° pada kecepatan 7 m/s, baik dengan maupun tanpa diberikan silinder pengganggu didepan *returning blade*, sedangkan turbin memiliki nilai torsi statis minimum pada saat turbin berada pada posisi sudut sebesar 150°. Dari gambar tersebut tampak *trendline* grafik terus naik sampai dengan posisi sudut 30° kemudian turun sampai dengan sudut 150° dan kembali naik sampai dengan turbin berada pada sudut 180°. Pada saat turbin berada pada posisi 30°, nilai dari koefisien torsi statis yang dimiliki turbin tanpa silinder pengganggu adalah sebesar 0,117 dan nilai koefisien torsi statis turbin berpengganggu sebesar 0,129, sedangkan koefisien torsi statis minimum yang dimiliki turbin tanpa pengganggu adalah sebesar -0,053 dan turbin berpengganggu sebesar -0,01.

Dengan meningkatnya nilai koefisien torsi statis yang dimiliki turbin pada saat diberikan silinder pengganggu

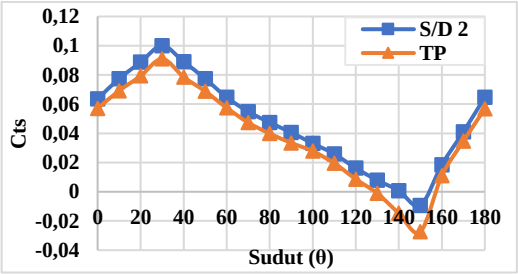
membuktikan bahwa adanya silinder pengganggu didepan *returning blade* efektif mengurangi tekanan didepan *returning blade*. Apabila tekanan dibelakang *returning blade* diasumsikan memiliki nilai yang lebih besar dibandingkan sebelum diberikan silinder pengganggu, maka selisih tekanan di depan dan belakang *returning blade* menjadi lebih kecil dan menyebabkan nilai dari *pressure drag menurun*, sehingga nilai gaya *drag* akan menurun dan mengakibatkan selisih gaya *drag* antar kedua sudu menjadi lebih tinggi. Pemberian silinder sirkular didepan *returning blade* sebagai pengganggu juga terbukti dapat mengganggu *boundary layer* aliran pada turbin, sehingga aliran lebih cepat bertransisi dari laminar menuju turbulen sehingga momentum aliran untuk melawan gaya gesek serta *adverse pressure gradient* yang terjadi menjadi lebih besar dan menyebabkan titik separasi aliran menjadi mundur. Mundurnya titik separasi aliran ini menyebabkan daerah *wake* menjadi mengecil dan mengakibatkan nilai gaya *drag* pada *returning blade* menjadi menurun, sehingga selisih gaya *drag* antar sudu menjadi meningkat dan menghasilkan nilai torsi statis yang dimiliki turbin angin Savonius.

Meskipun penambahan silinder sirkular turbin angin Savonius mengalami peningkatan, turbin angin Savonius masih memiliki nilai koefisien torsi statis minimum yang bernilai negatif. Torsi statis yang bernilai negatif mengindikasikan turbin angin Savonius tidak memiliki kemampuan *self-starting*, sehingga diperlukan bantuan gaya dari luar untuk memutar turbin dari keadaan diam selain gaya yang dihasilkan oleh angin. Pada saat turbin berada pada posisi sudut 150°, arah dari gaya *drag* memiliki arah yang berlawanan dengan arah putaran turbin angin Savonius dan luas penampang *returning blade* yang dialiri udara lebih besar dibandingkan dengan luas penampang *advancing blade*. Sehingga menjadikan nilai torsi statis yang dimiliki turbin menjadi sangat rendah. Namun penambahan silinder sirkular didepan *returning blade* terbukti

meningkatkan kemampuan *self-starting* turbin, hal ini dibuktikan dengan meningkatnya nilai terendah koefisien torsi statis yang dimiliki turbin yang bernilai mendekati positif.

4.3.3.6 Analisis Nilai Torsi Statis (TS) sebagai Fungsi Sudut (θ) pada Bilangan Reynolds 155600

Selain itu pengukuran torsi statis juga dilakukan pada bilangan Reynolds 155600 atau setara kecepatan angin sebesar 8 m/s. Nilai torsi statis yang didapatkan pada penelitian ini diambil dengan menggunakan alat ukur berupa *torque meter*. Pengambilan data nilai torsi statis dilakukan pada saat turbin berada dalam keadaan diam dengan cara mencekam ujung poros dan menyambungkan ujung poros dengan *torque meter*. Pengambilan data dilakukan dengan mengubah posisi turbin dari posisi 0° sampai dengan turbin berada pada posisi 180° dengan kenaikan sudut sebesar 10°. Hasil yang didapatkan dari pengukuran ini diolah menjadi data *static torque coefficient* (Cts) dan dapat dilihat pada grafik yang tertera pada gambar 4.25 berikut.



Gambar 4.25 Grafik Perbandingan *Static Torque Coefficient* (Cts) sebagai Fungsi Sudut (θ) pada bilangan Reynolds 155600

Berdasarkan eksperimen yang telah dilakukan, turbin angin Savonius memiliki nilai koefisien torsi statis tertinggi pada saat berada pada posisi sudut (θ) sebesar 30° pada kecepatan 8 m/s, baik dengan maupun tanpa diberikan silinder pengganggu didepan *returning blade*, sedangkan turbin memiliki nilai koefisien torsi statis minimum pada saat turbin berada pada posisi sudut sebesar 150°. Dari gambar tersebut tampak *trendline* grafik terus naik sampai dengan posisi sudut 30° kemudian turun sampai dengan sudut 150° dan kembali naik sampai dengan turbin berada pada sudut 180°. Pada saat turbin berada pada posisi 30°, nilai dari koefisien torsi statis yang dimiliki turbin tanpa silinder pengganggu adalah sebesar 0,091 dan nilai torsi statis turbin berpengganggu sebesar 0,1, sedangkan koefisien torsi statis minimum yang dimiliki turbin tanpa pengganggu adalah sebesar -0,027 dan turbin berpengganggu sebesar -0,009.

Dengan meningkatnya nilai koefisien torsi statis yang dimiliki turbin pada saat diberikan silinder pengganggu membuktikan bahwa adanya silinder pengganggu didepan *returning blade* efektif mengurangi tekanan didepan *returning blade*. Apabila tekanan dibelakang *returning blade* diasumsikan memiliki nilai yang lebih besar dibandingkan sebelum diberikan silinder pengganggu, maka selisih tekanan di depan dan belakang *returning blade* menjadi lebih kecil dan menyebabkan nilai dari *pressure drag menurun*, sehingga nilai gaya *drag* akan menurun dan mengakibatkan selisih gaya *drag* antar kedua sudu menjadi lebih tinggi. Pemberian silinder sirkular didepan *returning blade* sebagai pengganggu juga terbukti dapat mengganggu *boundary layer* aliran pada turbin, sehingga aliran lebih cepat bertransisi dari laminar menuju turbulen sehingga momentum aliran untuk melawan gaya gesek serta *adverse pressure gradient* yang terjadi menjadi lebih besar dan menyebabkan titik separasi aliran menjadi mundur. Mundurnya titik separasi aliran ini menyebabkan daerah *wake*

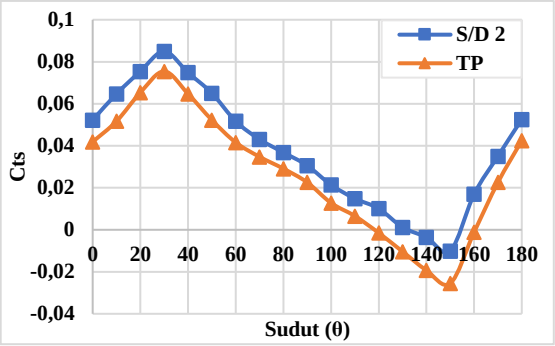
menjadi mengecil dan mengakibatkan nilai gaya *drag* pada *returning blade* menjadi menurun, sehingga selisih gaya *drag* antar sudu menjadi meningkat dan menghasilkan nilai torsi statis yang dimiliki turbin angin Savonius.

Meskipun nilai dari koefisien torsi statis turbin mengalami peningkatan, turbin angin Savonius masih memiliki nilai koefisien torsi status minimum yang bernilai negatif dimana hal ini mengindikasikan bahwa turbin angin Savonius tidak memiliki kemampuan *self-starting*, sehingga diperlukan bantuan gaya dari luar untuk memutar turbin dari keadaan diam selain gaya yang dihasilkan oleh angin. Pada saat turbin berada pada posisi sudut 150°, arah dari gaya *drag* memiliki arah yang berlawanan dengan arah putaran turbin angin Savonius dan luas penampang *returning blade* yang dialiri udara lebih besar dibandingkan dengan luas penampang *advancing blade*. Sehingga menjadikan nilai torsi statis yang dimiliki turbin menjadi sangat rendah. Namun penambahan silinder sirkular didepan *returning blade* terbukti meningkatkan kemampuan *self-starting* turbin, hal ini dibuktikan dengan meningkatnya nilai terendah koefisien torsi statis yang dimiliki turbin yang bernilai mendekati positif.

4.3.3.7 Analisis Nilai *Static Torque Coefficient* (Cts) sebagai Fungsi Sudut (θ) pada Bilangan Reynolds 175000

Selain itu pengukuran torsi statis juga dilakukan pada bilangan Reynolds 175000 atau setara kecepatan angin sebesar 9 m/s. Nilai torsi statis yang didapatkan pada penelitian ini diambil dengan menggunakan alat ukur berupa *torque meter*. Pengambilan data nilai torsi statis dilakukan pada saat turbin berada dalam keadaan diam dengan cara mencekam ujung poros dan menyambungkan ujung poros dengan *torque meter*. Pengambilan data dilakukan dengan mengubah posisi turbin

dari posisi 0° sampai dengan turbin berada pada posisi 180° dengan kenaikan sudut sebesar 10°. Hasil yang didapatkan dari pengukuran ini diolah menjadi *static torque coefficient* (Cts) dan dapat dilihat pada grafik yang tertera pada gambar 4.26 berikut.



Gambar 4.26 Grafik Perbandingan Torsi Statis Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu (TS) dan Tanpa Silinder Pengganggu (Ts_0) sebagai Fungsi Sudut (θ) pada bilangan Reynolds 175000

Berdasarkan eksperimen yang telah dilakukan, turbin angin Savonius memiliki nilai torsi tertinggi pada saat berada pada posisi sudut (θ) sebesar 30° pada kecepatan 9 m/s, baik dengan maupun tanpa diberikan silinder pengganggu didepan *returning blade*, sedangkan turbin memiliki nilai torsi statis minimum pada saat turbin berada pada posisi sudut sebesar 150°. Dari gambar tersebut tampak *trendline* grafik torsi statis yang dimiliki turbin terus naik sampai dengan posisi sudut 30° kemudian turun sampai dengan sudut 150° dan kembali naik sampai dengan turbin berada pada sudut 180°. Pada saat turbin berada pada posisi 30°, nilai dari koefisien torsi statis yang dimiliki turbin tanpa silinder pengganggu adalah sebesar 0,075

dan nilai koefisien torsi statis turbin berpengganggu sebesar 0,085, sedangkan koefisien torsi statis minimum yang dimiliki turbin tanpa pengganggu adalah sebesar -0,026 dan turbin berpengganggu sebesar -0,01.

Dengan meningkatnya nilai koefisien torsi statis yang dimiliki turbin pada saat diberikan silinder pengganggu membuktikan bahwa adanya silinder pengganggu didepan *returning blade* efektif mengurangi tekanan didepan *returning blade*. Apabila tekanan dibelakang *returning blade* diasumsikan memiliki nilai yang lebih besar dibandingkan sebelum diberikan silinder pengganggu, maka selisih tekanan di depan dan belakang *returning blade* menjadi lebih kecil dan menyebabkan nilai dari *pressure drag menurun*, sehingga nilai gaya *drag* akan menurun dan mengakibatkan selisih gaya *drag* antar kedua sudu menjadi lebih tinggi. Pemberian silinder sirkular didepan *returning blade* sebagai pengganggu juga terbukti dapat mengganggu *boundary layer* aliran pada turbin, sehingga aliran lebih cepat bertransisi dari laminar menuju turbulen sehingga momentum aliran untuk melawan gaya gesek serta *adverse pressure gradient* yang terjadi menjadi lebih besar dan menyebabkan titik separasi aliran menjadi mundur. Mundurnya titik separasi aliran ini menyebabkan daerah *wake* menjadi mengecil dan mengakibatkan nilai gaya *drag* pada *returning blade* menjadi menurun, sehingga selisih gaya *drag* antar sudu menjadi meningkat dan menghasilkan nilai torsi statis yang dimiliki turbin angin Savonius.

Meskipun nilai koefisien torsi statis turbin mengalami peningkatan, turbin angin Savonius masih memiliki nilai koefisien torsi status minimum yang bernilai negatif yang mengindikasikan bahwa turbin angin Savonius tidak memiliki kemampuan *self-starting*, sehingga diperlukan bantuan gaya dari luar untuk memutar turbin dari keadaan diam selain gaya yang dihasilkan oleh angin. Pada saat turbin berada pada posisi

sudut 150°, arah dari gaya *drag* memiliki arah yang berlawanan dengan arah putaran turbin angin Savonius dan luas penampang *returning blade* yang dialiri udara lebih besar dibandingkan dengan luas penampang *advancing blade*. Sehingga menjadikan nilai torsi statis yang dimiliki turbin menjadi sangat rendah. Namun penambahan silinder sirkular didepan *returning blade* terbukti meningkatkan kemampuan *self-starting* turbin, hal ini dibuktikan dengan meningkatnya nilai terendah koefisien torsi statis yang dimiliki turbin yang bernilai mendekati positif.

4.4 Perbandingan Kinerja Turbin Angin Savonius (CoP/CoP_0) pada Variasi Penempatan Silinder Pengganggu (S/D) sebesar 2,0 pada Bilangan Reynolds 97000 dan 136000

Performa dari suatu turbin dapat berubah-ubah seiring dengan berjalannya waktu. Penelitian yang saya lakukan sebelumnya sudah dilakukan oleh **M. Ghiyats Humam (2019)** dengan menggunakan mekanisme dan peralatan yang sama namun dengan beberapa variasi yang berbeda. Penelitian sebelumnya dilakukan hanya pada dua variasi kecepatan angin, yaitu pada kecepatan angin sebesar 5 m/s dan 7 m/s, dimana pada penelitian saya variasi bilangan Reynolds yang digunakan adalah sebanyak tujuh variasi kecepatan, yakni 3,8 m/s, 4,4 m/s, 5 m/s, 6 m/s, 7 m/s, 8 m/s, dan 9 m/s. Percobaan sebelumnya juga dilakukan pada variasi d/D sebanyak sepuluh yakni mulai dari variasi d/D sebesar 0,1 sampai dengan 1,0, dimana pada penelitian saya variasi d/D yang digunakan hanya satu buah yaitu d/D sebesar 0,5. Pengambilan d/D sebesar 0,5 ini dikarenakan hasil yang didapatkan oleh M. Ghiyats Humam menyatakan bahwa turbin menghasilkan performa paling baik pada saat diberikan silinder pengganggu dengan rasio d/D sebesar 0,5. Hasil dari perbandingan penelitian saya dan

penelitian M. Ghiyats Humam dapat dilihat pada grafik yang tertera pada tabel 4.4 berikut.

Berdasarkan tabel 4.4 dapat dilihat bahwa pada penelitian sebelumnya didapatkan nilai CoP turbin yang lebih tinggi baik dengan maupun tanpa silinder pengganggu pada kedua kecepatan angin. Pada kecepatan 5 m/s penelitian yang saya lakukan memiliki kenaikan yang lebih tinggi dibandingkan penelitian sebelumnya, sebaliknya pada kecepatan 7 m/s hasil penelitian sebelumnya memiliki perbandingan CoP yang lebih tinggi dibandingkan dengan penelitian saya. Pada kecepatan 5 m/s didapatkan kenaikan sebesar 41% pada penelitian sebelumnya, sedangkan kenaikan nilai CoPmax yang dimiliki turbin sebesar 63% pada penelitian yang saya lakukan. Kemudian pada kecepatan 7 m/s, pada penelitian sebelumnya didapatkan kenaikan sebesar 33%, sedangkan pada penelitian yang saya lakukan didapatkan hasil perbandingan nilai CoP sebesar 5%. Sehingga dapat diartikan bahwa pengukuran yang saya lakukan lebih efektif dalam menaikkan CoP yang dimiliki turbin pada kecepatan 5 m/s, sedangkan pada kecepatan 7 m/s, pengukuran yang dilakukan M. Ghiyats H. lebih efektif dalam menaikkan CoP yang dimiliki turbin.

Tabel 4.4 Perbandingan Performasi Turbin Angin Savonius

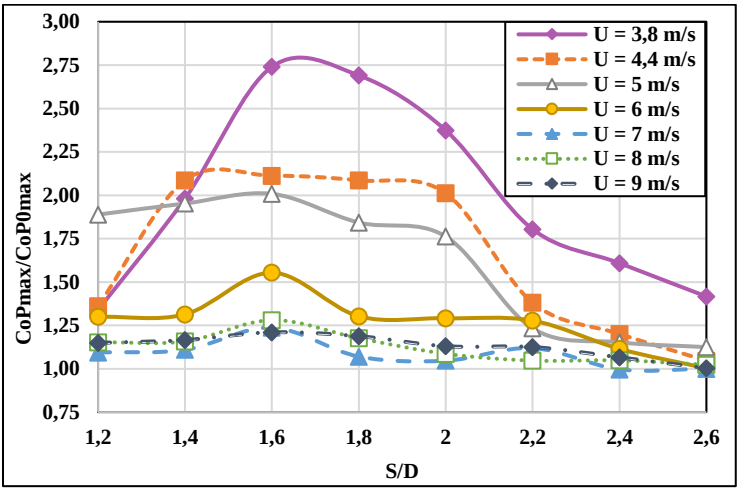
Penelitian	CoP_0 5 m/s	CoP S/D 2 5 m/s	ΔCoP 5 m/s	CoP_0 7 m/s	CoP S/D 2 7 m/s	ΔCoP 7 m/s
M. Ghiyats H. (2019)	15,15 %	21,34%	41%	10,40 %	13,80%	33%
Vega N. A. (2020)	6,61%	10,75%	63%	7,97%	8,34%	5%
ΔCoP	56,41 %	49,62%		23,40 %	39,57%	

Dari tabel tersebut juga didapatkan bahwa pada kedua kecepatan terdapat perbedaan pada nilai perbedaan relatifnya, dimana pada kecepatan 5 m/s didapatkan penurunan performasi sebesar 56,41% sebelum turbin diberikan silinder pengganggu dan 49,62% pada saat turbin ditempatkan silinder pengganggu didepan *returning blade*. Sementara penurunan performa turbin pada kecepatan angin sebesar 7 m/s adalah sebesar 23,4% sebelum turbin diberikan silinder pengganggu dan sebesar 39,57% pada saat turbin ditempatkan silinder pengganggu didepan *returning blade*. Hal ini disebabkan karena penelitian yang saya lakukan menggunakan alat dan mekanisme yang sama dengan penelitian yang saya gunakan. Sehingga umur dari alat-alat tersebut berpotensi menurunkan performa dari turbin angin Savonius dikarenakan penggunaan alat yang berulang-ulang.

4.5 Analisis Kinerja Turbin Angin Savonius dengan Penambahan Silinder Pengganggu sebagai Fungsi Jarak Penempatan Silinder Pengganggu pada S/D = 1,2 – 2,6

Untuk meningkatkan performa turbin angin Savonius, hal yang dapat dilakukan adalah dengan menambahkan pengganggu aliran. Dengan menggunakan jenis silinder pengganggu yang sama, yaitu d/D sebesar 0,5, penempatan y/D pada posisi 0,5, pembanding yang digunakan guna mengetahui ke efektifan pemberian silinder pengganggu adalah dengan membandingkan variasi penempatan silinder pengganggu didepan *returning blade* kelompok penelitian ini. Variasi jarak yang digunakan adalah pada posisi S/D sebesar 1,2 (**Bagas Ramadhan, 2020)**; 1,4 (**Suksmatatya P., 2020)**; 1,6 (**Festy Merbasari M., 2020)**; 1,8 (**Elza Lisdarina, 2020)**; 2,0 (**Vega Nabila A., 2020)**; 2,2 (**Dionisius Jeremia, 2020)**; 2,4 (**Michael Lawrence, 2020)**; dan 2,6 (**Afiyah Shuhufam, 2020)**. Penelitian dilakukan dengan menggunakan variasi kecepatan yang sama, yaitu 3,8 m/s, 4,4 m/s, 5 m/s, 6 m/s, 7 m/s, 8 m/s,

dan 9 m/s. Hasil yang didapatkan dari penelitian yang dilakukan dapat dilihat pada grafik yang tertera pada gambar 4.27 berikut.



Gambar 4.27 Perbandingan Performa Turbin Angin Savonius ($CoPmax/CoP_0max$) sebagai Fungsi Jarak Penempatan Silinder Pengganggu (S/D) sebesar 1,2; 1,4; 1,6; 1,8; 2,0; 2,2; 2,4; dan 2,6 (Bagas; Suksmatatya; Festy; Elza; Vega; Dionisius; Michael; Afiyah, 2020)

Berdasarkan grafik yang tertera pada gambar 4.27 terlihat bahwa penambahan silinder sirkular didepan *returning blade* efektif dalam meningkatkan performa turbin. Hal ini terbukti dengan nilai $CoPmax/CoP_0max > 1$ pada seluruh variasi S/D pada hampir seluruh bilangan Reynolds. Hal ini menandakan bahwa penempatan silinder pengganggu efektif mengurangi tekanan di depan *returning blade*. Dengan nilai tekanan dibelakang *returning blade* turbin yang diasumsikan sama dengan tanpa diberi silinder pengganggu, maka selisih tekanan di depan dan di belakang *returning blade* menjadi semakin kecil

dan menyebabkan *pressure drag* akan menurun, sehingga gaya *drag* dan selisih gaya *drag* antar sudu turbin menjadi meningkat.

Selain itu, pemberian silinder pengganggu juga mengganggu *boundary layer* pada *returning blade* turbin dan dapat mempercepat transisi aliran dari laminar menuju turbulen, sehingga momentum aliran untuk melawan gaya gesek serta *adverse pressure gradient* yang terjadi menjadi lebih besar dan menyebabkan titik separasi aliran menjadi mundur yang mengakibatkan daerah *wake* menjadi mengecil. Mengecilnya daerah *wake* mengakibatkan gaya *drag* yang terjadi pada *returning blade* menjadi menurun dan selisih gaya *drag* antar kedua sudu turbin akan meningkat. Hal ini kemudian menyebabkan nilai torsi turbin menjadi semakin tinggi dan meningkatkan nilai *coefficient of power* (CoP) yang dimiliki turbin angin Savonius.

Namun pada posisi S/D dan kecepatan tertentu didapatkan bahwa penempatan silinder sirkular tidak memberikan kenaikan terhadap nilai *coefficient of power* yang dimiliki turbin, diantaranya ada pada S/D sejauh 2,4 pada kecepatan 7 m/s, dan pada S/D sejauh 2,6 pada kecepatan 6 m/s, 7 m/s, dan 9 m/s. Penambahan silinder sirkular paling efektif ada pada jarak S/D sebesar 1,6 pada seluruh bilangan Reynolds, sementara pemberian silinder sirkular pada S/D > 2 dinilai kurang efektif dalam menaikkan performasi turbin dikarenakan penambahan nilai CoP turbin nilainya mendekati 1 atau bisa dikatakan tidak mengalami penambahan nilai CoP. Hal ini dikarenakan semakin jauh penempatan silinder sirkular mengakibatkan *shear layer* tidak jatuh pada permukaan *returning blade*, melainkan jatuh pada sisi *advancing blade*, sehingga membuat performa turbin menjadi sama dengan tanpa diberika pengganggu.

Pada gambar tersebut terlihat bahwa penambahan silinder sirkular meningkatkan performa turbin pada kecepatan rendah, yaitu pada kecepatan 3,8 m/s, 4,4 m/s, dan 5 m/s, sedangkan pada kecepatan 6 m/s, 7 m/s, 8 m/s, dan 9 m/s terlihat bahwa peningkatan kinerja turbin tidak signifikan. Hal ini terjadi dikarenakan pada saat turbin diberikan silinder pengganggu, *losses* paling kecil terjadi pada kecepatan 5 m/s, kemudian *losses* yang dialami turbin menjadi lebih besar pada kecepatan-kecepatan setelahnya sehingga menjadikan kenaikan performasi turbin menjadi tidak signifikan.

BAB V
KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Penelitian ini memiliki tujuan utama meningkatkan performa turbin angin Savonius, dimana hal ini dilakukan dengan memberikan silinder sirkular sebagai pengganggu aliran didepan *returning blade* dengan menggunakan ukuran silinder sirkular (d/D) sebesar 0,5, pada posisi peletakan y/D sebesar 0,5, peletakan silinder pengganggu pada rasio jarak S/D sebesar 2,0, pada bilangan kecepatan angin sebesar 3,8 m/s, 4,4 m/s, 5 m/s, 6 m/s, 7 m/s, 8 m/s, dan 9 m/s. Pada penelitian ini juga dilakukan untuk mengetahui kecepatan dimana turbin bekerja secara optimum baik pada saat sebelum maupun setelah diberikan silinder pengganggu. Berdasarkan eksperimen yang telah dilakukan berikut beberapa kesimpulan yang didapatkan:

1. Pemberian silinder sirkular didepan *returning blade* pada posisi tersebut efektif menaikkan nilai *coefficient of power* turbin pada seluruh variasi kecepatan angin. Peningkatan performa yang dialami turbin yaitu sebesar 137% pada kecepatan angin 3,8 m/s, 101% pada kecepatan angin 4,4 m/s, 62,6% pada kecepatan angin 5 m/s, 27,5% pada kecepatan angin 6 m/s, 4,6% pada kecepatan angin 7 m/s, 8,6% pada kecepatan angin 8 m/s, dan 13% pada kecepatan angin 9 m/s.
2. Pemberian silinder sirkular didepan *returning blade* pada posisi tersebut juga efektif meningkatkan nilai *coefficient of moment* yang dimiliki turbin pada seluruh variasi kecepatan angin. Peningkatan nilai *coefficient of moment* yang dimiliki turbin yaitu sebesar 78,5% pada kecepatan angin 3,8 m/s, 44,5% pada kecepatan angin 4,4 m/s, 65,7% pada kecepatan angin 5 m/s, 41,2% pada kecepatan angin 6 m/s, 5,4% pada kecepatan angin 7 m/s, 8,7% pada kecepatan angin 8 m/s, serta 13,5% pada kecepatan angin 9 m/s.

3. Pemberian silinder sirkular didepan *returning blade* sebagai pengganggu aliran pada posisi tersebut efektif meningkatkan nilai torsi statis yang dimiliki turbin, meskipun turbin masih memiliki nilai torsi statis negatif setelah diberikan silinder pengganggu, kecuali pada kecepatan angin 5 m/s, nilai torsi statis yang dimiliki turbin sudah mendekati nilai positif. Sehingga turbin memiliki *self-starting* yang lebih baik.
4. Turbin bekerja optimum pada kecepatan berbeda pada saat sebelum dan sesudah diberikan silinder pengganggu, dimana pada saat belum diberikan silinder pengganggu turbin memiliki nilai CoP optimum pada kecepatan angin 7 m/s, sementara setelah diberikan silinder pengganggu turbin bekerja optimum pada kecepatan 5 m/s. Sehingga dapat disimpulkan *losses* terkecil terjadi pada saat turbin dialiri angin sebesar 7 m/s sebelum diberikan silinder pengganggu sementara pada saat turbin diberikan silinder pengganggu *losses* terkecil terjadi pada kecepatan 5 m/s.

5.2 Saran

1. Memilih benang untuk mekanisme *brake dynamometer* yang lebih kaku agar pembacaan pada neraca pegas lebih akurat dan presisi.
2. Memilih kualitas *bearing* yang lebih baik untuk mengurangi kerugian mekanis yang terjadi.
3. Pada kecepatan tinggi lebih baik menggunakan timbangan dengan ketelitian yang lebih besar agar penambahan massa yang besar masih dapat terbaca pada neraca pegas.
4. Penelitian dilakukan pada kondisi lingkungan yang sama agar *properties* dari fluida tidak berubah.

DAFTAR PUSTAKA

1. Altan, B.D., Atilgan, M., and Ozdamar, A. 2008. "***An Experimental Study on Improvement of a Savonius Rotor Performance with Curtaining***". Experimental Thermal and Fluid Science 32 (2008) 1673-1678.
2. Altman, Aaron., Bogart, Doug. Bowman, Dan. Mooney, Tom., and Ross, Ian. 2010. ***"Aerodynamics of Vertical-Axis Wind Turbines: Assesment of Accepted Wind Tunnel Blockage Practice***". American Institute of Aeronautics and Astronautics.
3. Al-Shemmeri, T. 2010. "***Wind Turbines: First Edition***". Ventus Publishing Aps ISBN 978-87-7681-692-6.
4. Badan Pengkajian dan Penerapan Teknologi. 2019. "***Outlook* Energi Indonesia 2019**". Pusat Teknologi Sumber Daya Energi dan Industri Kimia.
5. Fernando, Daniel. 2017. "**Pengaruh Silinder Sirkular sebagai Pengganggu Aliran di Depan Sisi *Returning Blade* terhadap Performa Turbin Angin Tipe Savonius**". Surabaya. Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
6. Fox, R. W., McDonald, A. T., Pritchard, P. J. & Leylegian, J. C., 2011. **"Introduction to Fulid Mechanics". 8th** penyunt. USA: John Willey & Sons Inc.
7. Haq, Hilda Mailil. 2020. "**Studi Eksperimen Peningkatan Kinerja Turbin Angin Savonius dengan Penempatan Silinder Sirkular Didepan *Returning Blade* Turbin "Studi Kasus untuk Ukuran Silinder Sirkular S/D = 2,8; y/D = 0,5; d/D = 0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,7; 0,8; 0,9; 1,0; Re = 9,7×10^4 dan 13,6×10^4"**. Surabaya. Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

8. Hasbi, M. 2009. "**Pengaruh Perubahan Sudut Butterfly Valve Terhadap Pola Aliran pada Downstream Katup**". Kendari. Universitas Haluoleo.
9. Hemami, Ahmad. 2012. "***Wind Turbine Technology***". USA: Cengage Learning.
10. John D. Anderson, Jr. 2010. "***Fundamentals of Aerodynamics***". **5th ed** penyunt. USA: McGraw-Hill.
11. Lienhard, J. H. 1966. "***Synopsis of Lift, Drag, and Vortex Frequency Data for Rigid Circular Cylinders***". Technical Extension Service, Washington University, Vol. 300
12. Mahmoud, N. H., El-Haroun, A. A., Wahba, E., and M. H. Nasef. 2010. "***An Experimental Study on Improvement of Savonius Rotor Performance***". Alexandria Engineering Journal, pp. 20-22.
13. Mudjahidin, Fikri A. A. 2019. "**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 = 2,0; 2,2; 2,4; 2,6; 2,8 Bilangan Reynolds = 96000, 134000, dam 173000"**". Surabaya. Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
14. Sakti, Gunawan., Yuwono, Triyogi., and Widodo, Wawan Aries. 2019. "***Experimental and Numerical Investigation of I-65° Type Cylinder Effect on the Savonius Wind Turbine Performance***". International Journal of Mechanical & Mechatronics Engineering IJMME-IJENS Vol: 19 No:05.
15. Tsutsui, T. & Igarashi, T., 2002. **"*Drag Reduction of a Circular Cylinder in an Air-Stream*"**. Wind Engineering and Industrial Aerodynamic, Issue 90, pp. 527-541.

LAMPIRAN

LAMPIRAN A

Tabel A.1 Data Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu pada Kecepatan 3,8 m/s

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	189,2	19,803	0	0	0,0127	0,09	1,17	0,81	0	0	0
140	28,5	3,8	173,39	18,148	24	50	0,0127	0,09	1,17	0,74	0,003	0,02	0,027
140	28,5	3,8	157,67	16,503	30,2	70	0,0127	0,09	1,17	0,67	0,005	0,028	0,041
140	28,5	3,8	136,42	14,278	36,4	90	0,0127	0,09	1,17	0,58	0,007	0,032	0,056
140	28,5	3,8	107,8	11,284	39,5	100	0,0127	0,09	1,17	0,46	0,008	0,029	0,063
140	28,5	3,8	73,956	7,7408	45,7	120	0,0127	0,09	1,17	0,31	0,009	0,024	0,077
140	28,5	3,8	52,599	5,5054	48,8	130	0,0127	0,09	1,17	0,22	0,01	0,019	0,084
140	28,5	3,8	41,115	4,3034	51,9	140	0,0127	0,09	1,17	0,17	0,011	0,016	0,091
140	28,5	3,8	0	0	55	150	0,0127	0,09	1,17	0	0,012	0	0,098

Tabel A.2 Data Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu pada Variasi d/D = 0,5; y/D = 0,5; S/D = 2,0; U = 3,8 m/s

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**
135	28,5	3,8	233	24,387	0	0	0,0127	0,09	1,17	0,99	0	0	0
135	28,5	3,8	210	21,98	24	60	0,0127	0,09	1,17	0,89	0,004	0,033	0,037
135	28,5	3,8	195	20,41	36,4	90	0,0127	0,09	1,17	0,83	0,007	0,046	0,056
135	28,5	3,8	185	19,363	48,8	120	0,0127	0,09	1,17	0,79	0,009	0,058	0,074
135	28,5	3,8	165	17,27	73,6	170	0,0127	0,09	1,17	0,7	0,012	0,07	0,1
135	28,5	3,8	157	16,433	86	190	0,0127	0,09	1,17	0,67	0,013	0,072	0,108
135	28,5	3,8	150	15,7	98,4	210	0,0127	0,09	1,17	0,64	0,014	0,074	0,116
135	28,5	3,8	144	15,072	111	230	0,0127	0,09	1,17	0,61	0,015	0,076	0,124
135	28,5	3,8	137	14,339	123	250	0,0127	0,09	1,17	0,58	0,016	0,077	0,131
135	28,5	3,8	125	13,083	136	270	0,0127	0,09	1,17	0,53	0,017	0,074	0,139
135	28,5	3,8	113	11,827	148	290	0,0127	0,09	1,17	0,48	0,018	0,071	0,147
135	28,5	3,8	100	10,467	160	310	0,0127	0,09	1,17	0,43	0,019	0,066	0,155
135	28,5	3,8	89	9,3153	173	330	0,0127	0,09	1,17	0,38	0,02	0,062	0,163

135	28,5	3,8	0	0	198	370	0,0127	0,09	1,17	0	0,021	0	0,179

Tabel A.3 Data Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu pada Kecepatan 4,4 m/s

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	4,4	226,2	23,67	0	0	0,01269	0,092	1,17	0,83	0	0	0
155	28,5	4,4	204,3	21,38	19	70	0,01269	0,092	1,17	0,75	0,006	0,03	0,039
155	28,5	4,4	193,6	20,27	25,2	90	0,01269	0,092	1,17	0,71	0,008	0,036	0,05
155	28,5	4,4	179,3	18,77	31,4	110	0,01269	0,092	1,17	0,66	0,01	0,04	0,061
155	28,5	4,4	162,9	17,05	43,8	140	0,01269	0,092	1,17	0,6	0,012	0,045	0,074
155	28,5	4,4	147,5	15,44	56,2	160	0,01269	0,092	1,17	0,54	0,013	0,044	0,08
155	28,5	4,4	134,7	14,1	68,6	180	0,01269	0,092	1,17	0,5	0,014	0,043	0,086
155	28,5	4,4	118,4	12,39	81	200	0,01269	0,092	1,17	0,44	0,015	0,04	0,092
155	28,5	4,4	101,6	10,63	93,4	220	0,01269	0,092	1,17	0,37	0,016	0,037	0,098
155	28,5	4,4	85,44	8,943	106	240	0,01269	0,092	1,17	0,31	0,017	0,033	0,104
155	28,5	4,4	78,19	8,184	118	260	0,01269	0,092	1,17	0,29	0,018	0,032	0,11

155	28,5	4,4	65,39	6,845	131	280	0,01269	0,092	1,17	0,24	0,019	0,028	0,116
155	28,5	4,4	57,13	5,98	143	300	0,01269	0,092	1,17	0,21	0,02	0,025	0,121
155	28,5	4,4	48,17	5,041	155	320	0,01269	0,092	1,17	0,18	0,02	0,023	0,127
155	28,5	4,4	33,46	3,502	180	350	0,01269	0,092	1,17	0,12	0,021	0,016	0,131
155	28,5	4,4	0	0	193	360	0,01269	0,092	1,17	0	0,021	0	0,129

Tabel A.4 Data Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu pada Variasi d/D = 0,5; y/D = 0,5; S/D = 2,0; U = 4,4 m/s

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	310	32,45	0	0	0,01269	0,092	1,17	1,14	0	0	0
150	28,5	4,4	275	28,78	24	70	0,01269	0,092	1,17	1,01	0,006	0,036	0,036
150	28,5	4,4	265	27,74	39,5	100	0,01269	0,092	1,17	0,97	0,008	0,046	0,047
150	28,5	4,4	252	26,38	55	130	0,01269	0,092	1,17	0,93	0,009	0,054	0,058
150	28,5	4,4	241	25,22	70,5	160	0,01269	0,092	1,17	0,89	0,011	0,061	0,069
150	28,5	4,4	225	23,55	102	210	0,01269	0,092	1,17	0,83	0,014	0,069	0,084
150	28,5	4,4	222	23,24	117	230	0,01269	0,092	1,17	0,82	0,014	0,071	0,087

150	28,5	4,4	208	21,77	133	260	0,01269	0,092	1,17	0,76	0,016	0,075	0,099
150	28,5	4,4	197	20,62	148	290	0,01269	0,092	1,17	0,72	0,018	0,08	0,11
150	28,5	4,4	185	19,36	179	340	0,01269	0,092	1,17	0,68	0,02	0,085	0,125
150	28,5	4,4	163	17,06	195	388	0,01269	0,092	1,17	0,6	0,024	0,09	0,15
150	28,5	4,4	154,4	16,16	210	410	0,01269	0,092	1,17	0,57	0,025	0,088	0,155
150	28,5	4,4	139	14,55	226	430	0,01269	0,092	1,17	0,51	0,025	0,081	0,158
150	28,5	4,4	131	13,71	241	450	0,01269	0,092	1,17	0,48	0,026	0,078	0,162
150	28,5	4,4	122	12,77	257	470	0,01269	0,092	1,17	0,45	0,027	0,074	0,165
150	28,5	4,4	109	11,41	272	490	0,01269	0,092	1,17	0,4	0,027	0,068	0,169
150	28,5	4,4	99	10,36	288	510	0,01269	0,092	1,17	0,36	0,028	0,063	0,172
150	28,5	4,4	81	8,478	319	550	0,01269	0,092	1,17	0,3	0,029	0,053	0,179
150	28,5	4,4	52	5,443	381	620	0,01269	0,092	1,17	0,19	0,03	0,035	0,185
150	28,5	4,4	20	2,093	505	750	0,01269	0,092	1,17	0,07	0,031	0,014	0,19
150	28,5	4,4	0	0	567	850	0,01269	0,092	1,17	0	0,035	0	0,219

Tabel A.5 Data Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu pada Kecepatan 5 m/s

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
160	28,5	5	252	26,376	0	0	0,0127	0,092	1,17	0,815	0	0	0
160	28,5	5	241,4	25,267	19	80	0,0127	0,092	1,17	0,781	0,008	0,029	0,0365
160	28,5	5	222,4	23,278	31,4	130	0,0127	0,092	1,17	0,719	0,012	0,042	0,059
160	28,5	5	211,2	22,106	43,8	170	0,0127	0,092	1,17	0,683	0,016	0,052	0,0756
160	28,5	5	207,4	21,708	50	190	0,0127	0,092	1,17	0,671	0,017	0,056	0,0838
160	28,5	5	199,4	20,871	56,2	210	0,0127	0,092	1,17	0,645	0,019	0,059	0,0921
160	28,5	5	194,4	20,347	62,4	230	0,0127	0,092	1,17	0,629	0,021	0,063	0,1004
160	28,5	5	188	19,677	68,6	250	0,0127	0,092	1,17	0,608	0,023	0,066	0,1086
160	28,5	5	172,8	18,086	81	270	0,0127	0,092	1,17	0,559	0,024	0,063	0,1132
160	28,5	5	162,4	16,998	93,4	290	0,0127	0,092	1,17	0,525	0,024	0,062	0,1177
160	28,5	5	152,8	15,993	105,8	310	0,0127	0,092	1,17	0,494	0,025	0,06	0,1223
160	28,5	5	143,8	15,051	118,2	330	0,0127	0,092	1,17	0,465	0,026	0,059	0,1268
160	28,5	5	139,6	14,611	130,6	340	0,0127	0,092	1,17	0,451	0,026	0,057	0,1254
160	28,5	5	131,8	13,795	143	360	0,0127	0,092	1,17	0,426	0,027	0,055	0,13

160	28,5	5	122	12,769	155,4	370	0,0127	0,092	1,17	0,395	0,027	0,051	0,1285
160	28,5	5	102	10,676	167,8	380	0,0127	0,092	1,17	0,33	0,026	0,042	0,1271
160	28,5	5	89,6	9,3781	180,2	390	0,0127	0,092	1,17	0,29	0,026	0,036	0,1256
160	28,5	5	81,8	8,5617	192,6	400	0,0127	0,092	1,17	0,265	0,026	0,033	0,1242
160	28,5	5	71,2	7,4523	205	410	0,0127	0,092	1,17	0,23	0,026	0,028	0,1228
160	28,5	5	49,2	5,1496	217,4	440	0,0127	0,092	1,17	0,159	0,028	0,021	0,1333
160	28,5	5	0	0	229,8	460	0,0127	0,092	1,17	0	0,029	0	0,1379

Tabel A.6 Data Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu pada Variasi d/D = 0,5; y/D = 0,5; S/D = 2,0; U = 5 m/s

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	5	330	34,54	0	0	0,0127	0,092	1,17	1,067	0	0	0
150	28,5	5	301	31,505	24	90	0,0127	0,092	1,17	0,973	0,008	0,038	0,0395
150	28,5	5	293	30,667	48,8	130	0,0127	0,092	1,17	0,948	0,01	0,046	0,0486
150	28,5	5	284	29,725	73,6	170	0,0127	0,092	1,17	0,919	0,012	0,053	0,0577

150	28,5	5	269,4	28,197	98,4	240	0,0127	0,092	1,17	0,871	0,018	0,074	0,0848
150	28,5	5	261	27,318	123,2	280	0,0127	0,092	1,17	0,844	0,02	0,079	0,0939
150	28,5	5	252,2	26,397	148	320	0,0127	0,092	1,17	0,816	0,021	0,084	0,103
150	28,5	5	245	25,643	172,8	360	0,0127	0,092	1,17	0,792	0,023	0,089	0,1121
150	28,5	5	238	24,911	197,6	400	0,0127	0,092	1,17	0,77	0,025	0,093	0,1212
150	28,5	5	230	24,073	222,4	440	0,0127	0,092	1,17	0,744	0,027	0,097	0,1303
150	28,5	5	223	23,341	247,2	480	0,0127	0,092	1,17	0,721	0,029	0,101	0,1394
150	28,5	5	210	21,98	272	530	0,0127	0,092	1,17	0,679	0,032	0,105	0,1545
150	28,5	5	195	20,41	296,8	580	0,0127	0,092	1,17	0,631	0,035	0,107	0,1696
150	28,5	5	186	19,468	321,6	620	0,0127	0,092	1,17	0,602	0,037	0,107	0,1787
150	28,5	5	165	17,27	346,4	660	0,0127	0,092	1,17	0,534	0,039	0,1	0,1878
150	28,5	5	147	15,386	371,2	690	0,0127	0,092	1,17	0,475	0,04	0,091	0,1909
150	28,5	5	131	13,711	402,2	730	0,0127	0,092	1,17	0,424	0,041	0,083	0,1963
150	28,5	5	115,4	12,079	433,2	770	0,0127	0,092	1,17	0,373	0,042	0,075	0,2017
150	28,5	5	109	11,409	495,2	840	0,0127	0,092	1,17	0,353	0,043	0,073	0,2065
150	28,5	5	85	8,8967	557,2	910	0,0127	0,092	1,17	0,275	0,044	0,058	0,2113
150	28,5	5	69	7,222	619,2	980	0,0127	0,092	1,17	0,223	0,045	0,048	0,2161

150	28,5	5	58	6,0707	681,2	1050	0,0127	0,092	1,17	0,188	0,046	0,041	0,2209
150	28,5	5	0	0	805,2	1180	0,0127	0,092	1,17	0	0,047	0	0,2244

Tabel A.7 Data Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu pada Kecepatan 6 m/s

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	424,4	44,42	0	0	0,013	0,092	1,17	1,144	0	0	0
165	28,5	6	368,6	38,58	19	100	0,013	0,092	1,17	0,993	0,01	0,033	0,034
165	28,5	6	343,7	35,98	31,4	140	0,013	0,092	1,17	0,926	0,014	0,042	0,045
165	28,5	6	330,1	34,55	43,8	170	0,013	0,092	1,17	0,89	0,016	0,047	0,052
165	28,5	6	318,8	33,36	56,2	200	0,013	0,092	1,17	0,859	0,018	0,051	0,06
165	28,5	6	310,6	32,51	68,6	230	0,013	0,092	1,17	0,837	0,02	0,056	0,067
165	28,5	6	300	31,4	93,4	270	0,013	0,092	1,17	0,809	0,022	0,059	0,073
165	28,5	6	282,5	29,57	105,8	310	0,013	0,092	1,17	0,761	0,025	0,065	0,085
165	28,5	6	272,2	28,49	118,2	340	0,013	0,092	1,17	0,734	0,028	0,068	0,092
165	28,5	6	248,1	25,97	124,4	380	0,013	0,092	1,17	0,669	0,032	0,071	0,106

165	28,5	6	222,2	23,26	149,2	440	0,013	0,092	1,17	0,599	0,036	0,072	0,121
165	28,5	6	202,4	21,18	174	470	0,013	0,092	1,17	0,546	0,037	0,067	0,123
165	28,5	6	182,7	19,12	198,8	500	0,013	0,092	1,17	0,492	0,037	0,062	0,125
165	28,5	6	122	12,77	223,6	530	0,013	0,092	1,17	0,329	0,038	0,042	0,127
165	28,5	6	105,3	11,02	248,4	560	0,013	0,092	1,17	0,284	0,039	0,037	0,13
165	28,5	6	93,8	9,818	294,9	610	0,013	0,092	1,17	0,253	0,039	0,033	0,131
165	28,5	6	84,13	8,806	325,9	640	0,013	0,092	1,17	0,227	0,039	0,03	0,131
165	28,5	6	61,87	6,475	356,9	680	0,013	0,092	1,17	0,167	0,04	0,022	0,134
165	28,5	6	44,94	4,704	387,9	720	0,013	0,092	1,17	0,121	0,041	0,017	0,138
165	28,5	6	0	0	418,9	740	0,013	0,092	1,17	0	0,04	0	0,134

Tabel A.8 Data Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu pada Variasi d/D = 0,5; y/D = 0,5; S/D = 2,0; U = 6 m/s

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**
160	28,5	6	401	41,97	0	0	0,013	0,092	1,17	1,081	0	0	0

160	28,5	6	360	37,68	24	130	0,013	0,092	1,17	0,97	0,013	0,043	0,044
160	28,5	6	346	36,21	55	200	0,013	0,092	1,17	0,933	0,018	0,056	0,06
160	28,5	6	332	34,75	86	260	0,013	0,092	1,17	0,895	0,022	0,065	0,072
160	28,5	6	321	33,6	117	310	0,013	0,092	1,17	0,865	0,024	0,069	0,08
160	28,5	6	309	32,34	148	360	0,013	0,092	1,17	0,833	0,026	0,073	0,088
160	28,5	6	299	31,3	179	410	0,013	0,092	1,17	0,806	0,029	0,077	0,096
160	28,5	6	288	30,14	210	460	0,013	0,092	1,17	0,776	0,031	0,081	0,104
160	28,5	6	280,6	29,37	241	510	0,013	0,092	1,17	0,756	0,033	0,085	0,112
160	28,5	6	274	28,68	272	560	0,013	0,092	1,17	0,738	0,036	0,088	0,12
160	28,5	6	263	27,53	303	610	0,013	0,092	1,17	0,709	0,038	0,09	0,128
160	28,5	6	254,4	26,63	334	660	0,013	0,092	1,17	0,686	0,041	0,093	0,136
160	28,5	6	235	24,6	365	720	0,013	0,092	1,17	0,633	0,044	0,094	0,148
160	28,5	6	215	22,5	427	810	0,013	0,092	1,17	0,579	0,048	0,092	0,159
160	28,5	6	194	20,31	458	870	0,013	0,092	1,17	0,523	0,051	0,09	0,171
160	28,5	6	183	19,15	489	910	0,013	0,092	1,17	0,493	0,052	0,086	0,175
160	28,5	6	175	18,32	551	980	0,013	0,092	1,17	0,472	0,053	0,084	0,178
160	28,5	6	162	16,96	613	1050	0,013	0,092	1,17	0,437	0,054	0,079	0,182

160	28,5	6	153	16,01	675	1120	0,013	0,092	1,17	0,412	0,055	0,076	0,185
160	28,5	6	130	13,61	799	1250	0,013	0,092	1,17	0,35	0,056	0,066	0,188
160	28,5	6	108	11,3	971	1430	0,013	0,092	1,17	0,291	0,057	0,056	0,191
160	28,5	6	89	9,315	1095	1560	0,013	0,092	1,17	0,24	0,058	0,046	0,193
160	28,5	6	67	7,013	1261	1730	0,013	0,092	1,17	0,181	0,058	0,035	0,195
160	28,5	6	0	0	1531	2010	0,013	0,092	1,17	0	0,06	0	0,199

Tabel A.9 Data Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu pada Kecepatan 7 m/s

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**
170	28,5	7	472,8	49,48	0	0	0,0127	0,092	1,17	1,09	0	0	0
170	28,5	7	389,8	40,8	19	180	0,0127	0,092	1,17	0,9	0,02	0,044	0,049
170	28,5	7	376,4	39,39	31,4	230	0,0127	0,092	1,17	0,87	0,02	0,053	0,061
170	28,5	7	366,9	38,4	43,8	260	0,0127	0,092	1,17	0,85	0,03	0,056	0,066
170	28,5	7	352,2	36,86	56,2	300	0,0127	0,092	1,17	0,81	0,03	0,061	0,074
170	28,5	7	337,1	35,28	68,6	350	0,0127	0,092	1,17	0,78	0,04	0,067	0,086

170	28,5	7	326,7	34,2	81	380	0,0127	0,092	1,17	0,75	0,04	0,069	0,091
170	28,5	7	319	33,38	93,4	410	0,0127	0,092	1,17	0,74	0,04	0,071	0,097
170	28,5	7	308,2	32,26	118	460	0,0127	0,092	1,17	0,71	0,04	0,074	0,104
170	28,5	7	299	31,3	143	500	0,0127	0,092	1,17	0,69	0,04	0,075	0,109
170	28,5	7	287,2	30,06	168	550	0,0127	0,092	1,17	0,66	0,05	0,077	0,117
170	28,5	7	273	28,58	193	600	0,0127	0,092	1,17	0,63	0,05	0,079	0,124
170	28,5	7	257,8	26,98	242	680	0,0127	0,092	1,17	0,6	0,05	0,08	0,134
170	28,5	7	253,8	26,56	267	710	0,0127	0,092	1,17	0,59	0,06	0,079	0,135
170	28,5	7	235,9	24,7	292	740	0,0127	0,092	1,17	0,55	0,06	0,075	0,137
170	28,5	7	228,2	23,88	317	770	0,0127	0,092	1,17	0,53	0,06	0,073	0,139
170	28,5	7	211,5	22,13	341	800	0,0127	0,092	1,17	0,49	0,06	0,068	0,14
170	28,5	7	199,1	20,84	366	830	0,0127	0,092	1,17	0,46	0,06	0,065	0,142
170	28,5	7	186,3	19,5	391	860	0,0127	0,092	1,17	0,43	0,06	0,062	0,143
170	28,5	7	176	18,42	416	890	0,0127	0,092	1,17	0,41	0,06	0,059	0,145
170	28,5	7	155,7	16,29	441	920	0,0127	0,092	1,17	0,36	0,06	0,053	0,146
170	28,5	7	148,7	15,56	465	950	0,0127	0,092	1,17	0,34	0,06	0,051	0,148
170	28,5	7	138,3	14,48	490	980	0,0127	0,092	1,17	0,32	0,06	0,048	0,15

170	28,5	7	129,3	13,53	515	1010	0,0127	0,092	1,17	0,3	0,06	0,045	0,151
170	28,5	7	87,15	9,122	540	1040	0,0127	0,092	1,17	0,2	0,06	0,031	0,153
170	28,5	7	68,31	7,15	565	1070	0,0127	0,092	1,17	0,16	0,06	0,024	0,154
170	28,5	7	61,36	6,423	589	1110	0,0127	0,092	1,17	0,14	0,06	0,023	0,159
170	28,5	7	54,41	5,695	614	1140	0,0127	0,092	1,17	0,13	0,07	0,02	0,161
170	28,5	7	0	0	639	1170	0,0127	0,092	1,17	0	0,07	0	0,162

Tabel A.10 Data Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu pada Variasi d/D = 0,5; y/D = 0,5; S/D = 2,0; U = 7 m/s

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	465	48,67	0	0	0,0127	0,092	1,17	1,07	0	0	0
165	28,5	7	435	45,53	24	120	0,0127	0,092	1,17	1	0,01	0,029	0,029
165	28,5	7	405	42,39	55	200	0,0127	0,092	1,17	0,94	0,02	0,041	0,044

165	28,5	7	365	38,2	117	340	0,0127	0,092	1,17	0,84	0,03	0,057	0,068
165	28,5	7	344,4	36,05	179	440	0,0127	0,092	1,17	0,8	0,03	0,063	0,08
165	28,5	7	316	33,07	241	560	0,0127	0,092	1,17	0,73	0,04	0,071	0,097
165	28,5	7	302	31,61	303	650	0,0127	0,092	1,17	0,7	0,04	0,074	0,106
165	28,5	7	291	30,46	365	740	0,0127	0,092	1,17	0,67	0,05	0,077	0,115
165	28,5	7	282	29,52	427	830	0,0127	0,092	1,17	0,65	0,05	0,08	0,123
165	28,5	7	262	27,42	489	940	0,0127	0,092	1,17	0,61	0,06	0,083	0,138
165	28,5	7	245	25,64	551	1020	0,0127	0,092	1,17	0,57	0,06	0,081	0,143
165	28,5	7	226	23,65	613	1100	0,0127	0,092	1,17	0,52	0,06	0,078	0,149
165	28,5	7	213	22,29	675	1170	0,0127	0,092	1,17	0,49	0,06	0,074	0,151
165	28,5	7	205	21,46	737	1230	0,0127	0,092	1,17	0,47	0,06	0,071	0,151
165	28,5	7	189	19,78	861	1370	0,0127	0,092	1,17	0,44	0,06	0,068	0,156
165	28,5	7	161	16,85	985	1500	0,0127	0,092	1,17	0,37	0,06	0,059	0,157
165	28,5	7	152,2	15,93	1157	1670	0,0127	0,092	1,17	0,35	0,06	0,055	0,157
165	28,5	7	135	14,13	1281	1810	0,0127	0,092	1,17	0,31	0,07	0,05	0,162
165	28,5	7	100	10,47	1453	1990	0,0127	0,092	1,17	0,23	0,07	0,038	0,164
165	28,5	7	85	8,897	1619	2160	0,0127	0,092	1,17	0,2	0,07	0,032	0,165

165	28,5	7	39	4,082	1847	2390	0,0127	0,092	1,17	0,09	0,07	0,015	0,166
165	28,5	7	0	0	1971	2520	0,0127	0,092	1,17	0	0,07	0	0,168

Tabel A.11 Data Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu pada Kecepatan 8 m/s

Volt	**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	50,78	0	0	0,0127	0,092	1,17	0,98	0	0	0
175	28,5	8	415	43,39	19	200	0,0127	0,092	1,17	0,84	0,023	0,035	0,042
175	28,5	8	396	41,49	44	260	0,0127	0,092	1,17	0,8	0,027	0,041	0,051
175	28,5	8	377	39,46	69	330	0,0127	0,092	1,17	0,76	0,033	0,047	0,061
175	28,5	8	355	37,19	93	410	0,0127	0,092	1,17	0,72	0,039	0,053	0,074
175	28,5	8	334	35	143	510	0,0127	0,092	1,17	0,68	0,046	0,058	0,086
175	28,5	8	318	33,33	193	600	0,0127	0,092	1,17	0,64	0,051	0,061	0,095
175	28,5	8	311	32,58	217	650	0,0127	0,092	1,17	0,63	0,054	0,064	0,101
175	28,5	8	305	31,96	242	690	0,0127	0,092	1,17	0,62	0,056	0,065	0,105
175	28,5	8	295	30,86	267	740	0,0127	0,092	1,17	0,6	0,059	0,066	0,111

175	28,5	8	283	29,64	292	780	0,0127	0,092	1,17	0,57	0,061	0,065	0,114
175	28,5	8	274	28,69	317	810	0,0127	0,092	1,17	0,55	0,061	0,064	0,115
175	28,5	8	243	25,47	391	910	0,0127	0,092	1,17	0,49	0,065	0,06	0,121
175	28,5	8	213	22,25	465	1000	0,0127	0,092	1,17	0,43	0,067	0,054	0,125
175	28,5	8	204	21,36	490	1030	0,0127	0,092	1,17	0,41	0,067	0,052	0,126
175	28,5	8	195	20,36	515	1060	0,0127	0,092	1,17	0,39	0,068	0,05	0,127
175	28,5	8	174	18,18	614	1160	0,0127	0,092	1,17	0,35	0,068	0,045	0,128
175	28,5	8	161	16,89	664	1220	0,0127	0,092	1,17	0,33	0,069	0,042	0,13
175	28,5	8	145	15,13	763	1320	0,0127	0,092	1,17	0,29	0,069	0,038	0,13
175	28,5	8	131	13,71	862	1420	0,0127	0,092	1,17	0,26	0,069	0,035	0,13
175	28,5	8	114	11,92	986	1550	0,0127	0,092	1,17	0,23	0,07	0,03	0,132
175	28,5	8	99	10,37	1110	1680	0,0127	0,092	1,17	0,2	0,071	0,027	0,133
175	28,5	8	88,4	9,249	1172	1810	0,0127	0,092	1,17	0,18	0,079	0,027	0,149
175	28,5	8	0	0	1239	1900	0,0127	0,092	1,17	0	0,082	0	0,155

Tabel A.12 Data Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu pada Variasi d/D = 0,5; y/D = 0,5; S/D = 2,0; U = 8 m/s

Volt	**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**
170	29	8	525	54,95	0	0	0,0127	0,092	1,17	1,06	0	0	0
170	29	8	481	50,34	24	130	0,0127	0,092	1,17	0,97	0,01	0,024	0,025
170	29	8	459	48,04	86	250	0,0127	0,092	1,17	0,93	0,02	0,036	0,038
170	29	8	438	45,84	148	370	0,0127	0,092	1,17	0,89	0,03	0,046	0,052
170	29	8	419	43,86	210	470	0,0127	0,092	1,17	0,85	0,03	0,052	0,061
170	29	8	401	41,97	272	570	0,0127	0,092	1,17	0,81	0,04	0,057	0,07
170	29	8	384	40,19	334	670	0,0127	0,092	1,17	0,78	0,04	0,061	0,079
170	29	8	359	37,53	396	780	0,0127	0,092	1,17	0,72	0,05	0,065	0,09
170	29	8	337	35,27	458	880	0,0127	0,092	1,17	0,68	0,05	0,067	0,099
170	29	8	312	32,66	520	990	0,0127	0,092	1,17	0,63	0,06	0,069	0,11
170	29	8	293	30,65	582	1100	0,0127	0,092	1,17	0,59	0,06	0,072	0,121
170	29	8	265	27,74	644	1180	0,0127	0,092	1,17	0,54	0,07	0,067	0,125
170	29	8	248	25,96	706	1250	0,0127	0,092	1,17	0,5	0,07	0,064	0,127

170	29	8	220	23,03	892	1460	0,0127	0,092	1,17	0,44	0,07	0,059	0,133
170	29	8	199	20,83	###	1650	0,0127	0,092	1,17	0,4	0,07	0,054	0,134
170	29	8	165	17,31	###	1850	0,0127	0,092	1,17	0,33	0,07	0,046	0,137
170	29	8	119	12,46	###	2120	0,0127	0,092	1,17	0,24	0,08	0,034	0,141
170	29	8	71	7,431	###	2480	0,0127	0,092	1,17	0,14	0,09	0,023	0,162
170	29	8	0	0	###	2670	0,0127	0,092	1,17	0	0,09	0	0,163

Tabel A.13 Data Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu pada Kecepatan 9 m/s

Volt	**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	606,2	63,445	0	0	0,01269	0,092	1,17	1,089	0	0	0
180	28,5	9	591,3	61,885	24	70	0,01269	0,092	1,17	1,062	0,0057	0,009	0,0085
180	28,5	9	558,4	58,447	39,5	140	0,01269	0,092	1,17	1,003	0,0125	0,0186	0,0186
180	28,5	9	543	56,834	55	190	0,01269	0,092	1,17	0,976	0,0168	0,0243	0,025
180	28,5	9	532,4	55,727	70,5	230	0,01269	0,092	1,17	0,957	0,0199	0,0282	0,0295
180	28,5	9	518,5	54,272	86	270	0,01269	0,092	1,17	0,932	0,0229	0,0317	0,034
180	28,5	9	500,1	52,342	102	320	0,01269	0,092	1,17	0,899	0,0272	0,0363	0,0404

180	28,5	9	454	47,524	133	440	0,01269	0,092	1,17	0,816	0,0383	0,0464	0,0568
180	28,5	9	437,3	45,773	164	500	0,01269	0,092	1,17	0,786	0,0419	0,0489	0,0622
180	28,5	9	412,9	43,222	226	600	0,01269	0,092	1,17	0,742	0,0466	0,0514	0,0692
180	28,5	9	395,5	41,398	257	660	0,01269	0,092	1,17	0,711	0,0502	0,053	0,0746
180	28,5	9	374,4	39,183	288	740	0,01269	0,092	1,17	0,673	0,0563	0,0563	0,0836
180	28,5	9	357,9	37,465	319	810	0,01269	0,092	1,17	0,643	0,0612	0,0584	0,0908
180	28,5	9	329,4	34,481	381	950	0,01269	0,092	1,17	0,592	0,0709	0,0623	0,1053
180	28,5	9	309,6	32,403	412	1000	0,01269	0,092	1,17	0,556	0,0733	0,0605	0,1088
180	28,5	9	292,1	30,569	443	1050	0,01269	0,092	1,17	0,525	0,0756	0,0589	0,1123
180	28,5	9	246,9	25,845	567	1250	0,01269	0,092	1,17	0,444	0,0851	0,056	0,1263
180	28,5	9	225,2	23,567	660	1370	0,01269	0,092	1,17	0,405	0,0884	0,0531	0,1313
180	28,5	9	183,8	19,234	753	1490	0,01269	0,092	1,17	0,33	0,0918	0,045	0,1363
180	28,5	9	86,75	9,0799	784	1550	0,01269	0,092	1,17	0,156	0,0954	0,0221	0,1417
180	28,5	9	0	0	815	1600	0,01269	0,092	1,17	0	0,0978	0	0,1452

Tabel A.14 Data Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu pada Variasi d/D = 0,5; y/D = 0,5; S/D = 2,0; U = 9 m/s

Volt	**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	598	62,591	0	0	0,01269	0,092	1,17	1,074	0	0	0
185	28,5	9	554	57,985	24	200	0,01269	0,092	1,17	0,995	0,022	0,0324	0,0325
185	28,5	9	505	52,857	86	360	0,01269	0,092	1,17	0,907	0,034	0,046	0,0506
185	28,5	9	483	50,554	148	460	0,01269	0,092	1,17	0,868	0,039	0,05	0,0577
185	28,5	9	463	48,461	210	560	0,01269	0,092	1,17	0,832	0,044	0,0538	0,0647
185	28,5	9	450	47,1	272	650	0,01269	0,092	1,17	0,809	0,047	0,0565	0,0699
185	28,5	9	436	45,635	334	740	0,01269	0,092	1,17	0,783	0,051	0,0588	0,075
185	28,5	9	423	44,274	396	830	0,01269	0,092	1,17	0,76	0,054	0,061	0,0802
185	28,5	9	408	42,704	458	920	0,01269	0,092	1,17	0,733	0,058	0,0626	0,0854
185	28,5	9	395	41,343	520	1010	0,01269	0,092	1,17	0,71	0,061	0,0643	0,0906
185	28,5	9	370,6	38,789	582	1120	0,01269	0,092	1,17	0,666	0,067	0,0662	0,0994
185	28,5	9	359	37,575	644	1210	0,01269	0,092	1,17	0,645	0,07	0,0675	0,1046
185	28,5	9	348	36,424	706	1300	0,01269	0,092	1,17	0,625	0,074	0,0686	0,1098

185	28,5	9	336	35,168	768	1390	0,01269	0,092	1,17	0,604	0,077	0,0694	0,115
185	28,5	9	321	33,598	830	1490	0,01269	0,092	1,17	0,577	0,082	0,0704	0,122
185	28,5	9	297	31,086	892	1590	0,01269	0,092	1,17	0,534	0,087	0,0688	0,129
185	28,5	9	284	29,725	954	1660	0,01269	0,092	1,17	0,51	0,088	0,0666	0,1305
185	28,5	9	270	28,26	1016	1740	0,01269	0,092	1,17	0,485	0,09	0,0649	0,1338
185	28,5	9	238	24,911	1416	2180	0,01269	0,092	1,17	0,428	0,095	0,0604	0,1412
185	28,5	9	199	20,829	1730	2520	0,01269	0,092	1,17	0,358	0,098	0,0522	0,146
185	28,5	9	120	12,56	2000	2870	0,01269	0,092	1,17	0,216	0,108	0,0347	0,1608
185	28,5	9	0	0	2031	####	0,01269	0,092	1,17	0	#####	######	#DIV/0!

Tabel A.15 Data Hasil Performa Turbin Angin Savonius pada S/D = 1,2; 1,4; 1,6; 1,8; 2; 2,2; 2,4; dan 2,6.

V (m/s)	CoP0 max	S/D 1,2	S/D 1,4	S/D 1,6	S/D 1,8	S/D 2	S/D 2,2	S/D 2,4	S/D 2,6
3,8	0,0323	0,0432	0,0639	0,0884	0,087	0,0766	0,0582	0,0519	0,0457
4,4	0,0445	0,0606	0,0929	0,0941	0,093	0,0896	0,0615	0,0535	0,0466
5	0,0610	0,1152	0,1191	0,1225	0,112	0,1075	0,0752	0,0703	0,0686
6	0,0724	0,0941	0,0951	0,1125	0,094	0,0935	0,0925	0,0807	0,0726
7	0,0797	0,0872	0,0884	0,0986	0,085	0,0834	0,0892	0,0794	0,0797
8	0,066	0,0761	0,0764	0,0845	0,078	0,0717	0,0691	0,0692	0,0675
9	0,0623	0,0716	0,0726	0,0754	0,074	0,0704	0,0701	0,0664	0,0625

Tabel A.16 Data Perbandingan Performasi S/D 1,2; 1,4; 1,6; 1,8; 2; 2,2; 2,4; dan 2,6

CoP/ CoP0 1,2	**CoP/ CoP0 1,4**	**CoP/ CoP0 1,6**	**CoP/ CoP0 1,8**	**CoP/ CoP0 2,0**	**CoP/ CoP0 2,2**	**CoP/ CoP0 2,4**	**CoP/ CoP0 2,6**
1,34	1,98	2,74	2,69	2,37	1,80	1,61	1,42
1,36	2,09	2,11	2,09	2,01	1,38	1,20	1,05
1,89	1,95	2,01	1,84	1,76	1,23	1,15	1,12
1,30	1,31	1,55	1,30	1,29	1,28	1,11	1,00
1,09	1,11	1,24	1,07	1,05	1,12	1,00	1,00
1,15	1,16	1,28	1,18	1,09	1,05	1,05	1,02
1,15	1,17	1,21	1,19	1,13	1,13	1,07	1,00

Tabel A.17 Data Hasil Pengukuran Torsi Statis Turbin Angin Savonius Tanpa Pengganggu (TS_0) dan dengan Silinder Pengganggu (TS) pada Variasi d/D = 0,5; y/D = 0,5; S/D 2,0; U = 3,8 m/s

Sudut	TS_0	Cts_0	TS	Cts
0	0,26	0,022	1,02	0,085
10	0,92	0,077	1,3	0,108
20	1,26	0,105	1,92	0,16
30	1,76	0,147	2,4	0,2
40	1,22	0,102	1,82	0,152
50	0,94	0,078	1,24	0,103
60	0,26	0,022	1,02	0,085
70	-0,54	-0,045	0,46	0,038
80	-1,14	-0,095	0,3	0,025
90	-1,66	-0,138	-0,26	-0,022
100	-1,88	-0,157	-0,52	-0,043
110	-2,42	-0,202	-1,04	-0,087
120	-2,74	-0,228	-1,18	-0,098

130	-3,06	-0,255	-1,48	-0,123
140	-3,44	-0,286	-1,66	-0,138
150	-3,82	-0,318	-1,98	-0,165
160	-2,34	-0,195	-1,02	-0,085
170	-0,7	-0,058	0,44	0,037
180	0,22	0,018	1,06	0,088

Tabel A.18 Data Hasil Pengukuran Torsi Statis Turbin Angin Savonius Tanpa Pengganggu (TS_0) dan dengan Silinder Pengganggu (TS) pada Variasi d/D = 0,5; y/D = 0,5; S/D 2,0; U = 4,4 m/s

Sudut	TS_0	Cts_0	TS	Cts
0	0,7	0,043	1,4	0,087
10	1,24	0,077	1,96	0,122
20	1,76	0,109	2,22	0,138
30	2,28	0,142	3	0,186
40	1,7	0,106	2,18	0,135
50	1,2	0,075	1,84	0,114
60	0,72	0,045	1,36	0,084
70	0,34	0,021	0,9	0,056
80	0,12	0,007	0,64	0,04
90	-0,22	-0,014	0,44	0,027
100	-0,56	-0,035	0,24	0,015
110	-0,8	-0,05	-0,22	-0,014
120	-0,98	-0,061	-0,42	-0,026

130	-1,1	-0,068	-0,54	-0,034
140	-1,58	-0,098	-0,82	-0,051
150	-2,66	-0,165	-1,06	-0,066
160	-1,1	-0,068	-0,38	-0,024
170	-0,2	-0,012	0,44	0,027
180	0,68	0,042	1,4	0,087

Tabel A.19 Data Hasil Pengukuran Torsi Statis Turbin Angin Savonius Tanpa Pengganggu (TS_0) dan dengan Silinder Pengganggu (TS) pada Variasi d/D = 0,5; y/D = 0,5; S/D 2,0; U = 5 m/s

Sudut	TS_0	Cts_0	TS	Cts
0	2,56	0,123	3,12	0,15
10	2,78	0,134	3,4	0,164
20	3,64	0,175	4,24	0,204
30	4,52	0,217	5,16	0,248
40	3,62	0,174	4,14	0,199
50	2,76	0,133	3,42	0,165
60	2,54	0,122	3,14	0,151
70	1,94	0,093	2,6	0,125
80	1,14	0,055	1,82	0,088
90	0,66	0,032	1,42	0,068
100	-0,14	-0,007	1,02	0,049
110	-1,36	-0,065	0,62	0,03
120	-2,42	-0,116	0,38	0,018

130	-1,32	-0,063	0,64	0,031
140	-0,1	-0,005	1,04	0,05
150	0,68	0,033	1,4	0,067
160	1,16	0,056	1,86	0,089
170	1,92	0,092	2,58	0,124
180	2,52	0,121	3,1	0,149

Tabel A.20 Data Hasil Pengukuran Torsi Statis Turbin Angin Savonius Tanpa Pengganggu (TS_0) dan dengan Silinder Pengganggu (TS) pada Variasi d/D = 0,5; y/D = 0,5; S/D 2,0; U = 6 m/s

Sudut	TS_0	Cts_0	TS	Cts
0	2,18	0,073	2,86	0,096
10	2,88	0,096	3,32	0,111
20	3,52	0,118	4,06	0,136
30	4,54	0,152	4,94	0,165
40	3,48	0,116	4,02	0,134
50	2,84	0,095	3,38	0,113
60	2,18	0,073	2,86	0,096
70	1,56	0,052	2,24	0,075
80	0,74	0,025	1,68	0,056
90	-0,02	-0,001	1,36	0,045
100	-0,92	-0,031	0,82	0,027
110	-1,54	-0,051	0,3	0,01
120	-2,38	-0,08	-0,34	-0,011

130	-1,52	-0,051	0,32	0,011
140	-0,96	-0,032	0,84	0,028
150	-0,02	-0,001	1,38	0,046
160	0,72	0,024	1,72	0,057
170	1,56	0,052	2,26	0,075
180	2,18	0,073	2,82	0,094

Tabel A.21 Data Hasil Pengukuran Torsi Statis Turbin Angin Savonius Tanpa Pengganggu (TS_0) dan dengan Silinder Pengganggu (TS) pada Variasi d/D = 0,5; y/D = 0,5; S/D 2,0; U = 7 m/s

Sudut	TS_0	Cts_0	TS	Cts
0	2,5	0,061	3,22	0,079
10	3,12	0,077	4,02	0,099
20	3,82	0,094	4,62	0,113
30	4,78	0,117	5,26	0,129
40	3,84	0,094	4,64	0,114
50	3,16	0,078	4,04	0,099
60	2,52	0,062	3,26	0,08
70	1,88	0,046	2,84	0,07
80	1,18	0,029	2,26	0,055
90	0,38	0,009	1,78	0,044
100	-0,64	-0,016	1,48	0,036
110	-1,08	-0,027	1,08	0,027
120	-1,58	-0,039	0,78	0,019

130	-1,78	-0,044	0,42	0,01
140	-1,92	-0,047	0,06	0,001
150	-2,16	-0,053	-0,4	-0,01
160	-0,82	-0,02	1,4	0,034
170	1,5	0,037	2,32	0,057
180	2,44	0,06	3,28	0,081

Tabel A.22 Data Hasil Pengukuran Torsi Statis Turbin Angin Savonius Tanpa Pengganggu (TS_0) dan dengan Silinder Pengganggu (TS) pada Variasi d/D = 0,5; y/D = 0,5; S/D 2,0; U = 8 m/s

Sudut	TS_0	Cts_0	TS	Cts
0	3,04	0,057	3,38	0,064
10	3,68	0,069	4,12	0,077
20	4,22	0,079	4,72	0,089
30	4,84	0,091	5,32	0,1
40	4,18	0,079	4,74	0,089
50	3,66	0,069	4,12	0,077
60	3,06	0,058	3,44	0,065
70	2,52	0,047	2,92	0,055
80	2,12	0,04	2,52	0,047
90	1,78	0,033	2,16	0,041
100	1,48	0,028	1,76	0,033
110	1,04	0,02	1,38	0,026
120	0,46	0,009	0,86	0,016

130	-0,06	-0,001	0,42	0,008
140	-0,78	-0,015	0,04	0,001
150	-1,46	-0,027	-0,5	-0,009
160	0,58	0,011	0,98	0,018
170	1,84	0,035	2,18	0,041
180	3,02	0,057	3,44	0,065

Tabel A.23 Data Hasil Pengukuran Torsi Statis Turbin Angin Savonius Tanpa Pengganggu (TS_0) dan dengan Silinder Pengganggu (TS) pada Variasi d/D = 0,5; y/D = 0,5; S/D 2,0; U = 9 m/s

Sudut	TS_0	Cts_0	TS	Cts
0	2,82	0,042	3,52	0,052
10	3,48	0,052	4,36	0,065
20	4,4	0,065	5,08	0,075
30	5,08	0,075	5,72	0,085
40	4,36	0,065	5,04	0,075
50	3,52	0,052	4,38	0,065
60	2,8	0,042	3,48	0,052
70	2,34	0,035	2,9	0,043
80	1,96	0,029	2,48	0,037
90	1,52	0,023	2,06	0,031
100	0,86	0,013	1,44	0,021
110	0,44	0,007	1	0,015
120	-0,1	-0,001	0,68	0,01

130	-0,7	-0,01	0,08	0,001
140	-1,3	-0,019	-0,24	-0,004
150	-1,72	-0,026	-0,68	-0,01
160	-0,08	-0,001	1,14	0,017
170	1,52	0,023	2,36	0,035
180	2,86	0,042	3,54	0,053

LAMPIRAN B

***Uncertainty* Luas (A):**

$$A = L \times H$$

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

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

$$dA = HdL + LdH$$

$$U_{A,L} = \frac{\delta A, L}{A} = \frac{L}{A}\frac{\partial A}{\partial L} U_L = \frac{L}{(L \times H)} \times H \times U_L = U_L$$

$$U_{A,H} = \frac{\delta A, H}{A} = \frac{H}{A}\frac{\partial A}{\partial H} U_H = \frac{H}{(L \times H)} \times L \times U_H = U_H$$

$$U_A = \pm\{[U_L]^2 + [U_H]^2\}^{1/2}$$

$$U_A = \pm\{[3{,}24 \times 10^{-3}]^2 + [3{,}36 \times 10^{-3}]^2\}^{1/2}$$

$$U_A = \pm 4{,}662 \times 10^{-3}$$

$$U_A = 0{,}466\%$$

***Uncertainty* Massa Jenis (ρ):**

$$\rho \times T = C$$

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

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

$$u\rho, T = \frac{\delta\rho T}{\rho} = \frac{T}{T^{-1}} - T^{-2}u_T = -u_T$$

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

$$u_\rho = \pm u_T$$

$$u_\rho = \pm 0{,}0175 = \pm 1{,}754\%$$

***Uncertainty* Bilangan Reynolds (Re):**

T = 28,5 °C

- ***uncertainty* viskositas dinamik udara**

$$U_\mu = \pm\frac{\partial\mu}{\mu} = \frac{1}{\mu}\frac{d\mu}{dT}(\pm\delta T)$$

$$\frac{d\mu}{dT} = \frac{\Delta\mu}{\Delta T} = \frac{\mu(29°\text{C}) - \mu(27°\text{C})}{29°\text{C} - 27°\text{C}} = \frac{(1{,}86 \times 10^{-5}) - (1{,}85 \times 10^{-5})\frac{N.s}{m^2}}{2°\text{C}}$$

$$= 5 \times 10^{-8}\frac{N.s}{m^2.°\text{C}}$$

$$U_\mu = \frac{1}{\mu}\frac{d\mu}{dT}(\pm\delta T)$$

$$U_\mu = \frac{1}{1{,}86 \times 10^{-5}\frac{N.s}{m^2}} \cdot 5 \times 10^{-8}\frac{N.s}{m^2°\text{C}} \cdot (\pm 0{,}5°\text{C})$$

$$U_\mu = 1{,}344 \times 10^{-3} = \pm 0{,}00127 = \pm 0{,}127\%$$

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

$$Re = \rho V L \mu^{-1}$$

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

- $\frac{\partial Re}{\partial \rho} = (VL\mu^{-1})$
- $\frac{\partial Re}{\partial V} = (\rho L\mu^{-1})$
- $\frac{\partial Re}{\partial L} = (\rho V\mu^{-1})$
- $\frac{\partial Re}{\partial \mu} = (-\mu^{-2}\rho VL)$

$$u_{Re,\rho} = \frac{\delta_{Re,\rho}}{Re} = \frac{\rho}{Re}\frac{\delta_{Re}}{\delta\rho}u_\rho = \frac{\rho}{Re}(VL\mu^{-1})u_\rho = u_\rho$$

$$u_{Re,V} = \frac{\delta_{Re,V}}{Re} = \frac{V}{Re}\frac{\delta_{Re}}{\delta V}u_V = \frac{V}{Re}(\rho L\mu^{-1})u_V = u_V$$

$$u_{Re,L} = \frac{\delta_{Re,L}}{Re} = \frac{L}{Re}\frac{\delta_{Re}}{\delta L}u_L = \frac{L}{Re}(\rho V\mu^{-1})u_L = u_L$$

$$u_{Re,\mu} = \frac{\delta_{Re,\mu}}{Re} = \frac{\rho}{Re}\frac{\delta_{Re}}{\delta\mu}u_\mu = \frac{\mu}{Re}(-\mu^{-2}\rho VL)u_\mu = -u_\mu$$

$$u_{Re} = \pm\left\{\left(u_\rho\right)^2 + (u_V)^2 + (u_L)^2 + \left(-u_\mu\right)^2\right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$u_{Re} = \pm\{(0{,}0175)^2 + (0{,}002)^2 + (0{,}0032)^2 + (-0{,}0013)^2\}^{\frac{1}{2}}$$

$$u_{Re} = \pm 0{,}018 = \pm 1{,}8\%$$

***Uncertainty* Torsi Dinamis (T_D)**

$$T_D = (s - m) \times g \times r$$

$$dT_D = \frac{\partial T_D}{\partial (s - m)} + \frac{\partial T_D}{\partial r}$$

$$dU_{T_{D,}(s-m)} = \frac{\delta T_{D,}(s - m)}{T_D} = \frac{(s - m)}{T_D} \frac{\partial T_D}{\partial (s - m)} U_{(s-m)}$$
$$= U_{(s-m)}$$

$$U_{T_D} = \pm \left\{ \left[U_{(s-m)} \right]^2 + [U_r]^2 \right\}^{1/2}$$

$$U_{T_D} = \pm \{(0{,}0551)^2 + (0{,}788 \times 10^{-3})^2\}^{\frac{1}{2}}$$

$$U_{T_D} = \pm 0{,}05513 \ = \ \pm 5{,}513\%$$

***Uncertainty Tip Speed Ratio* (λ)**

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

$$\lambda = \omega R U^{-1}$$

$$d\lambda = \frac{\partial \lambda}{\partial \omega} + \frac{\partial \lambda}{\partial R} + \frac{\partial \lambda}{\partial U}$$

$$d\lambda = R u^{-1} d\omega + \omega U^{-1} dR + (-U^{-2} \omega R) dU$$

$$u_{\lambda,\omega} = \frac{\delta \lambda \omega}{\lambda} = \frac{\omega}{\lambda} \frac{\partial \lambda}{\partial \omega} u_\omega = u_\omega$$

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

$$u_{\lambda,U} = \frac{\delta \lambda U}{\lambda} = \frac{U}{\lambda} \frac{\partial \lambda}{\partial U} u_U = u_U$$

$$u_\lambda = \pm \{[u_\omega]^2 + [u_R]^2 + [u_U]^2\}^{1/2}$$

$$u_\lambda = \pm\{{u_\omega}^2 + {u_R}^2 + {u_U}^2\}^{1/2}$$

$$u_\lambda = \pm\{(5{,}3 \times 10^{-4})^2 + (0{,}788 \times 10^{-3})^2 + (0{,}002)^2\}$$

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

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

***Uncertainty Static Torque Coefficient* (Cts)**

$$Cts = \frac{4TS}{\rho A U^2 L}$$

$$Cts = 4TS\rho^{-1}A^{-1}U^{-2}L^{-1}$$

$$\begin{aligned} dCts = dTS(\rho^{-1}A^{-1}U^{-2}L^{-1}) &+ d\rho(-\rho^{-2}TSA^{-1}U^{-2}L^{-1}) \\ &+ dA(-A^{-2}TS\rho^{-1}U^{-2}L^{-1}) \\ &+ dU(-2U^{-3}TS\rho^{-1}A^{-1}L^{-1}) \\ &+ dL(-L^{-2}TS\rho^{-1}A^{-1}U^{-1}) \end{aligned}$$

$$\frac{\delta Cts}{\delta TS} = (\rho^{-1}A^{-1}U^{-2}L^{-1})$$

$$\frac{\delta Cts}{\delta \rho} = (-\rho^{-2}TSA^{-1}U^{-2}L^{-1})$$

$$\frac{\delta Cts}{\delta A} = (-A^{-2}TS\rho^{-1}U^{-2}L^{-1})$$

$$\frac{\delta Cts}{\delta U} = (-2U^{-3}TS\rho^{-1}A^{-1}L^{-1})$$

$$\frac{\delta Cts}{\delta L} = (-L^{-2}TS\rho^{-1}A^{-1}U^{-1})$$

$$U_{Cts,T_D} = \frac{\delta_{Cts,T_D}}{Cts} = \frac{T_D}{\delta Cts}\frac{\delta Cts}{\delta T_D}U_{T_D} = \frac{T_D}{Cts}(\rho^{-1}A^{-1}U^{-2}L^{-1})U_{T_D} = U_{T_D}$$

$$U_{Cts,\rho} = \frac{\delta_{Cts,\rho}}{Cts} = \frac{\rho}{\delta Cts}\frac{\delta Cts}{\delta \rho}U_{\rho} = \frac{\rho}{Cts}(-\rho^{-2}TSA^{-1}U^{-2}L^{-1})U_{\rho} = -U_{\rho}$$

$$U_{Cts,A} = \frac{\delta_{Cts,A}}{Cts} = \frac{A}{\delta Cts}\frac{\delta Cts}{\delta A}U_{A} = \frac{A}{Cts}(-A^{-2}TS\rho^{-1}U^{-2}L^{-1})U_{A} = -U_{A}$$

$$U_{Cts,U} = \frac{\delta_{Cts,U}}{Cts} = \frac{U}{\delta Cts}\frac{\delta Cts}{\delta U}U_{U} = \frac{U}{Cts}(-2U^{-3}TS\rho^{-1}A^{-1}L^{-1})U_{U} = -2U_{U}$$

$$U_{Cts,L} = \frac{\delta_{Cts,L}}{Cts} = \frac{L}{\delta Cts}\frac{\delta Cts}{\delta L}U_{L} = \frac{L}{Cts}(-L^{-2}TS\rho^{-1}A^{-1}U^{-1})U_{L} = -U_{L}$$

$$U_{Cts} = \pm\left\{\left(U_{T_D}\right)^2 + \left(-U_{\rho}\right)^2 + (-U_A)^2 + (-2U_U)^2 + (-U_L)^2\right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$U_{Cts} = \pm\left\{(0{,}0551)^2 + (0{,}0175)^2 + (0{,}0047)^2 + \left(2(0{,}002)\right)^2 + (0{,}00323)^2\right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$Ucts = \pm 0{,}05827 = \pm 5{,}827\%$$

***Uncertainty Coefficient of Power* (CM)**

$$CM = \frac{2T_D \times \omega}{\rho A U^2 R}$$

$$CM = 2T_D\omega\rho^{-1}A^{-1}U^{-2}R^{-1}$$

$$\begin{aligned} dCM = {} & dT_D(\omega\rho^{-1}A^{-1}U^{-2}R^{-1}) + d\omega(T_D\rho^{-1}A^{-1}U^{-2}R^{-1}) + \\ & d\rho(-\rho^{-2}T_D\omega U^{-2}A^{-1}R^{-1}) + \\ & dU(-2U^{-3}A^{-1}T_D\omega\rho^{-1}R^{-1}) + \\ & dA(-A^{-2}T_D\omega\rho^{-1}U^{-2}R^{-1}) + \\ & dR(-R^{-2}T_D\omega\rho^{-1}A^{-1}U^{-2}) \end{aligned}$$

$$\frac{\delta CM}{\delta T_D} = (\omega\rho^{-1}A^{-1}U^{-2}R^{-1})$$

$$\frac{\delta CM}{\delta \omega} = (T_D\rho^{-1}A^{-1}U^{-2})$$

$$\frac{\delta CM}{\delta \rho} = (-\rho^{-2}T_D\omega U^{-2}A^{-1}R^{-1})$$

$$\frac{\delta CM}{\delta U} = (-2U^{-3}A^{-1}T_D\omega\rho^{-1}R^{-1})$$

$$\frac{\delta CM}{\delta A} = (-A^{-2}T_D\omega\rho^{-1}U^{-2}R^{-1})$$

$$\frac{\delta CM}{\delta R} = (-R^{-2}T_D\omega\rho^{-1}A^{-1}U^{-2})$$

$$U_{CM,T_D} = \frac{\delta_{CM,T_D}}{CM} = \frac{T_D}{\delta CM}\frac{\delta CM}{\delta T_D}U_{T_D} = \frac{T_D}{CM}(\omega\rho^{-1}A^{-1}U^{-2}R^{-1})U_{T_D} = U_{T_D}$$

$$U_{CM,\omega} = \frac{\delta_{CM,\omega}}{CM} = \frac{\omega}{\delta CM}\frac{\delta CM}{\delta \omega}U_\omega = \frac{\omega}{CM}(T_D\rho^{-1}A^{-1}U^{-2}R^{-1})U_\omega = U_\omega$$

$$U_{CM,\rho} = \frac{\delta_{CM,\rho}}{CM} = \frac{\rho}{\delta CM}\frac{\delta CM}{\delta \rho}U_\rho = \frac{\rho}{CM}(-\rho^{-2}T_D\omega U^{-2}A^{-1}R^{-1})U_\rho = -U_\rho$$

$$U_{CM,V} = \frac{\delta_{CM,U}}{CM} = \frac{U}{\delta CM}\frac{\delta CM}{\delta V}U_U = \frac{U}{CM}(-2U^{-3}A^{-1}T_D\omega\rho^{-1}R^{-1})U_V = -2U_U$$

$$U_{CM,A} = \frac{\delta_{CM,A}}{CM} = \frac{A}{\delta CM}\frac{\delta CM}{\delta A}U_A = \frac{A}{CM}(-A^{-2}T_D\omega\rho^{-1}U^{-2}R^{-1})U_A = U_A$$

$$U_{CM,R} = \frac{\delta_{CM,R}}{CM} = \frac{R}{\delta CM}\frac{\delta CM}{\delta R}U_R = \frac{R}{CM}(-R^{-2}T_D\omega\rho^{-1}A^{-1}U^{-2})U_R = -U_R$$

$$U_{CM} = \pm\left\{\left(U_{T_D}\right)^2 + (U_\omega)^2 + \left(U_\rho\right)^2 + (-2U_U)^2 + (U_A)^2 + (-U_R)^2\right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$U_{CM} = \pm\{(0{,}05513)^2 + (5{,}3 \times 10^{-4})^2 + (2(3{,}51 \times 10^{-3}))^2 + (0{,}002)^2 + (4{,}662 \times 10^{-3})^2 + (6{,}472 \times 10^{-3})^2\}^{\frac{1}{2}}$$

$$U_{CM} = \pm 0{,}05854 = \pm 5{,}854\%$$

***Uncertainty Coefficient of Power* (CoP)**

$$CoP = \frac{CM}{\lambda}$$

$$CoP = CM \times \lambda^{-1}$$

$$U_{CoP} = \pm\{(U_{CM})^2 + (U_{\lambda})^2\}^{\frac{1}{2}}$$

$$U_{C_M} = \pm\{(0{,}05854)^2 + (0{,}0068)^2\}^{\frac{1}{2}}$$

$$U_{C_M} = \pm 0{,}05893 = \pm 5{,}893\%$$

BIODATA PENULIS

Vega Nabila Arif merupakan anak tunggal dari pasangan Wahyudin Arif dan Asri Widyastuti. Penulis lahir di Nganjuk, pada tanggal 13 Oktober 1998. Penulis menempuh Pendidikan dasar di SD Islam Al-Fath dan SDN Pondok Labu 01 Pagi, pendidikan menengah SMP Negeri 68 Jakarta, serta melanjutkan pendidikan di SMA Negeri 6 Jakarta. Penulis kemudian melanjutkan pengigikan ke jenjang perguruan tinggi di Institut Teknologi Sepuluh Nopember dengan memilih Prodi Teknik Mesin pada tahun 2016.

Semasa perkuliahan, penulis berpartisipasi aktif dalam beberapa kegiatan akademik dan non-akademik. Dalam bidang organisasi, penulis aktif sebagai bendahara Badan Semi Otonom HMM FTI-ITS pada tahun 2018-2019. Selain itu penulis juga aktif dalam mengikuti kegiatan kepanitiaan diantaranya pada kegiatan Mechanical City 2017 dan juga ikut berpartisipasi pada kegiatan Kontes Mobil Hemat Energi (KMHE) 2017.

Segala kritik, saran, serta masukan yang ingin disampaikan kepada penulis dapat disampaikan melalui email: veganabilaarif@gmail.com