

TUGAS AKHIR - TM184835

**STUDI EKSPERIMEN KINERJA TURBIN ANGIN
SAVONIUS DENGAN INSTALASI SILINDER SIRKULAR
DI SAMPING SUDU *ADVANCING* DAN DI DEPAN SUDU
*RETURNING***

“Studi Kasus untuk Ukuran Silinder Sirkular $d/D = 0,5$ pada Jarak Instalasi $Y/D = 1,42$ dan $S/D = 1,42$ dengan Kecepatan Angin 4, 5, 6, dan 7 m/s”

DHIA FAIRUZ SHABRINA

NRP 02111840000017

Dosen Pembimbing

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

NIP 196001291987011001

Program Studi Sarjana

Departemen Teknik Mesin

Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2022



TUGAS AKHIR - TM184835

**STUDI EKSPERIMEN KINERJA TURBIN ANGIN SAVONIUS
DENGAN INSTALASI SILINDER SIRKULAR DI SAMPING
SUDU *ADVANCING* DAN DI DEPAN SUDU *RETURNING***

“Studi Kasus untuk Ukuran Silinder Sirkular $d/D = 0,5$ pada Jarak Instalasi $Y/D = 1,42$ dan $S/D = 1,42$ dengan Kecepatan Angin 4, 5, 6, dan 7 m/s”

DHIA FAIRUZ SHABRINA

NRP 02111840000017

Dosen Pembimbing

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

NIP 196001291987011001

Program Studi Sarjana

Departemen Teknik Mesin

Fakultas Teknologi Industri Dan Rekayasa Sistem

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2022



FINAL PROJECT - TM184835

**EXPERIMENTAL STUDY ON THE SAVONIUS WIND
TURBINE PERFORMANCE WITH CIRCULAR CYLINDERS
INSTALLATION BESIDE OF ADVANCING BLADE AND IN
FRONT OF RETURNING BLADE**

“Case Study for Size of Circular Cylinder $d/D = 0.5$ at Installation Distance $Y/D = 1.42$ and $S/D = 1.42$ with Wind Speed Variations of 4, 5, 6, and 7 m/s”

DHIA FAIRUZ SHABRINA

NRP 02111840000017

Advisor

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

NIP 196001291987011001

Undergraduate Study Program

Department of Mechanical Engineering

Faculty of Industrial Technology and Systems Engineering

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2022

LEMBAR PENGESAHAN

STUDI EKSPERIMEN KINERJA TURBIN ANGIN SAVONIUS DENGAN INSTALASI SILINDER Sirkular DI SAMPING SUDU *ADVANCING* DAN DI DEPAN SUDU *RETURNING*

“Studi Kasus untuk Ukuran Silinder Sirkular $d/D = 0,5$ pada Jarak Instalasi $Y/D = 1,42$ dan
 $S/D = 1,42$ dengan Kecepatan Angin 4, 5, 6, dan 7 m/s”

TUGAS AKHIR

Diajukan untuk memenuhi salah satu syarat

memperoleh gelar Sarjana Teknik pada

Program Studi S-1

Departemen Teknik Mesin

Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem

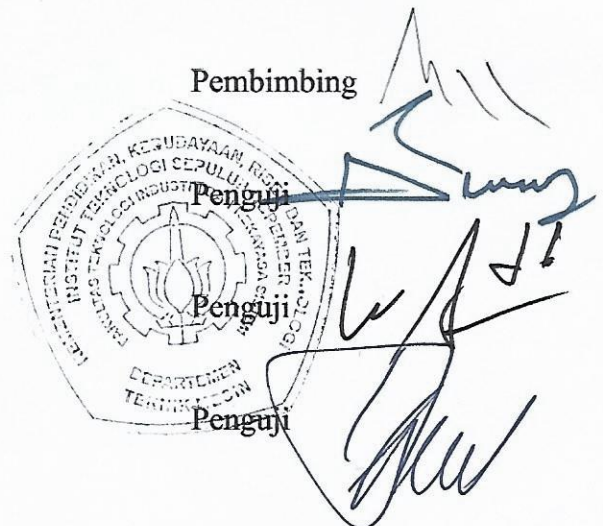
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh : **DHIA FAIRUZ SHABRINA**

NRP. 0211184000017

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA
NIP. 196001291987011001
2. Nur Ikhwan, S.T., M.Eng.
NIP. 196709151995121001
3. Dr. Wawan Aries Widodo, S.T., M.T.
NIP. 197104051997021001
4. Prof. Ir. Sutardi, M.Eng., PhD.
NIP. 196412281990031002



SURABAYA

Juli, 2022

APPROVAL SHEET

EXPERIMENTAL STUDY ON THE SAVONIUS WIND TURBINE PERFORMANCE WITH CIRCULAR CYLINDERS INSTALLATION BESIDE OF ADVANCING BLADE AND IN FRONT OF RETURNING BLADE

“Case Study for Size of Circular Cylinder $d/D = 0.5$ at Installation Distance $Y/D = 1.42$ and $S/D = 1.42$ with Wind Speed Variations of 4, 5, 6, and 7 m/s”

FINAL PROJECT

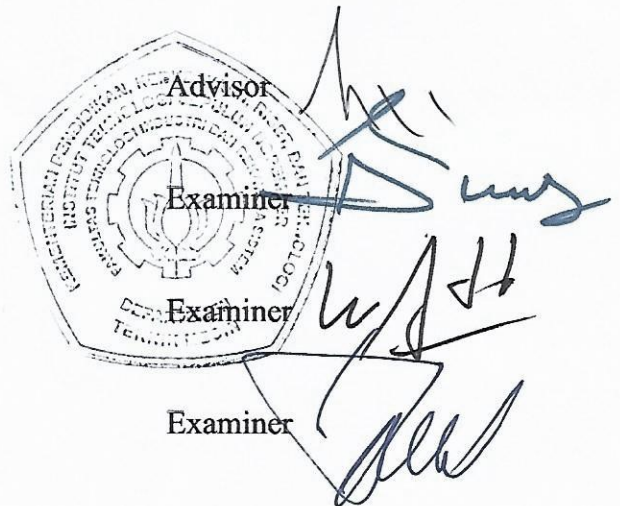
Submitted to fulfil one of the requirements
for obtaining a Bachelor of Engineering degree at
Undergraduate Study Program
Department of Mechanical Engineering
Faculty of Industrial Technology and Systems Engineering
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

By : **DHIA FAIRUZ SHABRINA**

NRP. 0211184000017

Approved by Final Project Examiner Team :

1. Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA
NIP. 196001291987011001
2. Nur Ikhwan, S.T., M.Eng.
NIP. 196709151995121001
3. Dr. Wawan Aries Widodo, S.T., M.T.
NIP. 197104051997021001
4. Prof. Ir. Sutardi, M.Eng., PhD.
NIP. 196412281990031002



SURABAYA

July, 2022

PERNYATAAN ORISINALITAS

Yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama mahasiswa / NRP : Dhia Fairuz Shabrina / 0211184000017

Departemen : Teknik Mesin

Dosen Pembimbing / NIP : Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA / 196001291987011001

dengan ini menyatakan bahwa Tugas Akhir dengan judul “Studi Eksperimen Kinerja Turbin Angin Savonius dengan Instalasi Silinder Sirkular di Samping Sudu *Advancing* dan di Depan Sudu *Returning*” adalah hasil karya sendiri, bersifat orisinal, dan ditulis dengan mengikuti kaidah penulisan ilmiah.

Bilamana di kemudian hari ditemukan ketidaksesuaian dengan pernyataan ini, maka saya bersedia menerima sanksi sesuai dengan ketentuan yang berlaku di Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Surabaya, 8 Juli 2022

Mengetahui

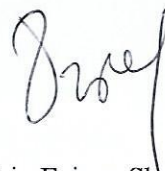
Dosen Pembimbing



(Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA)

NIP. 196001291987011001

Mahasiswa



(Dhia Fairuz Shabrina)

NRP. 0211184000017

STATEMENT OF ORIGINALITY

The undersigned below:

Name of student / NRP : Dhia Fairuz Shabrina / 0211184000017
Department : Mechanical Engineering
Advisor / NIP : Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA / 196001291987011001

hereby declare that the Final Project with the title of “Experimental Study on the Savonius Wind Turbine Performance with Circular Cylinders Installation Beside of Advancing Blade and in Front of Returning Blade” is the result of my own work, is original, and is written by following the rules of scientific writing.

If in the future there is a discrepancy with this statement, then I am willing to accept sanctions in accordance with the provisions that apply at Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Surabaya, 8th July 2022

Acknowledge

Advisor



(Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA)

NIP. 196001291987011001

Student



(Dhia Fairuz Shabrina)

NRP. 0211184000017

STUDI EKSPERIMEN KINERJA TURBIN ANGIN SAVONIUS DENGAN INSTALASI SILINDER SIRKULAR DI SAMPING SUDU *ADVANCING* DAN DI DEPAN SUDU *RETURNING*

“Studi Kasus untuk Ukuran Silinder Sirkular $d/D = 0,5$ pada Jarak Instalasi $Y/D = 1,42$ dan $S/D = 1,42$ dengan Kecepatan Angin 4, 5, 6, dan 7 m/s”

Nama Mahasiswa / NRP : Dhia Fairuz Shabrina / 0211184000017
Departemen : Teknik Mesin FTIRS – ITS
Dosen Pembimbing : Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA.

Abstrak

Kebutuhan energi di Indonesia semakin meningkat seiring peningkatan jumlah penduduknya. Dalam memenuhi kebutuhan energi, diperlukan pemanfaatan energi baru dan terbarukan untuk menggantikan energi fosil yang akan habis. Salah satu sumber energi terbarukan yang berpotensi adalah energi angin. Pemanenan energi angin dapat dilakukan dengan turbin angin Savonius yang sesuai dengan kondisi kecepatan angin di Indonesia yang cenderung rendah. Turbin ini memiliki konstruksi sederhana dan dapat beroperasi pada kecepatan putaran rendah, tetapi memiliki efisiensi yang lebih rendah dibandingkan jenis turbin lain. Oleh karena itu, dilakukan penelitian untuk mengetahui performa turbin angin Savonius dengan memasang silinder sirkular di samping sudu *advancing* dan di depan sudu *returning* turbin.

Eksperimen skala laboratorium dilakukan dengan dua macam konfigurasi. Pada konfigurasi pertama, silinder sirkular diletakkan di samping sudu *advancing* dengan $Y/D = 1,42$. Pada konfigurasi kedua, silinder sirkular diletakkan di samping sudu *advancing* dengan $Y/D = 1,42$ dan di depan sudu *returning* dengan $S/D = 1,42$. Digunakan turbin Savonius dengan tinggi (H) = 295 mm, diameter poros (e) = 19 mm, dan diameter sudu (D) = 165,2 mm serta silinder sirkular dengan panjang (h) = 490 mm dan diameter (d) = 88,18 mm atau $d/D = 0,5$. Kecepatan angin divariasikan sebesar 4, 5, 6, dan 7 m/s. Aliran angin dari *axial fan* dijaga keseragamannya dengan *honeycomb* dan diatur kecepatannya dengan mengatur tegangan dari *voltage regulator*. Kecepatan angin diukur dengan *anemometer*, torsi statis dengan *torquemeter*, kecepatan putaran turbin dengan *tachometer*, dan torsi dinamis dengan *brake rope dynamometer*. Dilakukan analisis performa turbin berupa *coefficient of moment*, *coefficient of power*, dan *coefficient of static torque* turbin.

Berdasarkan hasil analisis data performa turbin angin Savonius, pemasangan silinder sirkular dengan konfigurasi pertama pada jarak $Y/D = 1,42$ tidak memberikan peningkatan signifikan terhadap *coefficient of power* dan *coefficient of moment* turbin, tetapi mampu meningkatkan kemampuan *self-starting* turbin. Selain itu, pemasangan silinder sirkular dengan konfigurasi kedua pada jarak $Y/D = 1,42$ dan $S/D = 1,42$ tidak meningkatkan *coefficient of power* dan *coefficient of moment* turbin, tetapi mampu meningkatkan kemampuan *self-starting* turbin. Pada turbin disertai pemasangan silinder sirkular dengan konfigurasi pertama dan kedua, peningkatan kecepatan angin menghasilkan performa relatif terhadap turbin konvensional yang semakin menurun.

Kata Kunci: *Coefficient of Moment*, *Coefficient of Power*, *Coefficient of Static Torque*, Silinder Sirkular, Turbin Savonius.

EXPERIMENTAL STUDY ON THE SAVONIUS WIND TURBINE PERFORMANCE WITH CIRCULAR CYLINDERS INSTALLATION BESIDE OF ADVANCING BLADE AND IN FRONT OF RETURNING BLADE

“Case Study for Size of Circular Cylinder $d/D = 0.5$ at Installation Distance $Y/D = 1.42$ and $S/D = 1.42$ with Wind Speed Variations of 4, 5, 6, and 7 m/s”

Student Name / NRP : Dhia Fairuz Shabrina / 0211184000017
Department : Mechanical Engineering FTIRS – ITS
Advisor : Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA.

Abstract

Energy consumption in Indonesia is increasing along with the increase of its population. To fulfill energy demand, renewable energy is needed to replace fossil energy that will eventually run out. One of the potential renewable energy sources is wind energy. Wind energy harvesting can be done with a Savonius wind turbine that suits the average wind speed in Indonesia, which tends to be low. This turbine has a simple construction and can operate at low angular speed, but has lower efficiency than other types of turbines. Therefore, this research is conducted to find out the performance of the Savonius wind turbine with installation of circular cylinders beside the advancing blade and in front of the returning blade.

This research is conducted in a laboratory-scale experiment with two kinds of configurations. In the first configuration, the circular cylinder is placed next to the advancing blade with $Y/D = 1.42$. In the second configuration, the circular cylinders are placed beside the advancing blade with $Y/D = 1.42$ and in front of the returning blade with $S/D = 1.42$. This research uses Savonius turbine with height (H) = 295 mm, shaft diameter (e) = 19 mm, and blade diameter (D) = 165.2 mm and circular cylinders with length (h) = 490 mm and diameter (d) = 88.18 mm or $d/D = 0.5$. The wind speed is varied by 4, 5, 6, and 7 m/s. Airflow from an axial fan is maintained for its uniformity with a honeycomb and the speed is adjusted by adjusting the voltage from the voltage regulator. Wind speed is measured with an anemometer, static torque with a torquemeter, turbine's angular speed with a tachometer, and dynamic torque with a brake rope dynamometer. Turbine performance analysis is carried out in the form of coefficient of moment, coefficient of power, and coefficient of static torque.

Based on the analysis of the Savonius wind turbine performance, the installation of a circular cylinder with the first configuration at a distance of $Y/D = 1.42$ does not provide a significant increase in the turbine's coefficient of power and coefficient of moment, but it increases the self-starting capability. Furthermore, the installation of circular cylinders with the second configuration at a distance of $Y/D = 1.42$ and $S/D = 1.42$ does not increase the turbine's coefficient of power and coefficient of moment, but it increases the self-starting capability. For turbine with installation of circular cylinder, increasing wind speed results in decreasing performance relative to the conventional turbine.

Keywords: Circular Cylinder, Coefficient of Moment, Coefficient of Power, Coefficient of Static Torque, Savonius Turbine.

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan kepada Allah Subhanahu wa ta'ala karena dengan rahmat-Nya penulis diberikan kesehatan dan kemampuan untuk menyusun laporan tugas akhir ini. Penulis menyadari bahwa tugas akhir ini dapat diselesaikan dengan bantuan dari berbagai pihak. Oleh karena itu, penulis mengucapkan terima kasih banyak kepada:

1. Keluarga penulis yang senantiasa memberikan dukungan dan mendoakan kemudahan untuk semua yang penulis jalankan.
2. Bapak Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA. selaku dosen pembimbing yang selalu memberikan ilmu dan bimbingan untuk penulis.
3. Seluruh dosen dan karyawan Departemen Teknik Mesin ITS yang memberikan ilmu dan bantuan selama perkuliahan.
4. Teman-teman Lab. Kompur dan LBMM 2018 yang menemani, memberikan bantuan, dan dukungan selama perkuliahan.
5. Teman-teman Tugas Akhir Kelompok 11 yang bersama-sama mengerjakan dan berdiskusi untuk tugas akhir ini.
6. Teman-teman Laboratorium Mekanika dan Mesin-Mesin Fluida yang menemani selama pengerjaan tugas akhir.
7. Teman-teman HTW dan angkatan M61 yang menemani selama perkuliahan.

Penulis menyadari masih banyak kekurangan pada laporan tugas akhir ini. Semoga laporan ini dapat memberikan kontribusi dan wawasan yang bermanfaat.

Surabaya, 8 Juli 2022

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	ii
LEMBAR PENGESAHAN	iv
ABSTRAK	viii
ABSTRACT	ix
KATA PENGANTAR	x
DAFTAR ISI	xi
DAFTAR GAMBAR	xiii
DAFTAR TABEL	xvi
DAFTAR SIMBOL	xvii
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	3
1.3 Batasan Masalah	4
1.4 Tujuan Penelitian	4
1.5 Manfaat Penelitian	5
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	6
2.1 Energi Angin	6
2.2 Turbin Angin	6
2.3 Turbin Angin Savonius	7
2.4 Gaya <i>Drag</i>	8
2.5 Aliran Melintasi Silinder Sirkular	9
2.6 Bilangan Reynolds	9
2.7 Perhitungan Torsi	10
2.8 Perhitungan Daya	11
2.8.1 Perhitungan Daya Teoritis	11
2.8.2 Perhitungan Daya Aktual	11
2.9 <i>Tip Speed Ratio</i>	13
2.10 <i>Coefficient of Power</i>	13
2.11 <i>Coefficient of Moment</i>	14
2.12 <i>Coefficient of Static Torque</i>	14
2.13 Penelitian Terdahulu	15
2.13.1 Meningkatkan Performa Turbin Angin Savonius dengan Pemasangan Silinder Sirkular di Depan Sudu <i>Returning</i> Turbin	15
2.13.2 Studi Numerik dan Eksperimen Pengaruh Silinder Sirkular sebagai Kontrol Pasif terhadap Performa Turbin Angin Savonius	17
2.13.3 Pengaruh Silinder Sirkular di Depan Sudu <i>Advancing</i> Turbin Air Savonius dengan Menggunakan Simulasi Transien	21
2.13.4 Analisis Aliran pada Silinder Sirkular di Samping Sudu <i>Advancing</i> terhadap Performa Turbin Hidrokinetik Savonius	26
2.13.5 Studi Numerik Pengaruh Silinder Sirkular di Samping Sudu <i>Advancing</i> terhadap Performa Turbin Air Sumbu Vertikal Savonius dengan Variasi Jarak Horizontal	29
2.13.6 Perbandingan Penelitian	32
BAB III METODE PENELITIAN	33
3.1 Analisis Parameter	33
3.2 Analisis Dimensi	34
3.2.1 Analisis Dimensi <i>Coefficient of Power</i>	34

3.2.2	Analisis Dimensi <i>Coefficient of Moment</i>	35
3.3	Peralatan Penelitian	37
3.3.1	<i>Axial Fan</i>	37
3.3.2	<i>Voltage Stabilizer</i>	37
3.3.3	<i>Voltage Regulator</i>	38
3.3.4	<i>Honeycomb</i>	38
3.3.5	Turbin Angin Savonius.....	39
3.3.6	Silinder Sirkular.....	40
3.3.7	Penyangga Turbin Angin Savonius	40
3.3.8	<i>Anemometer</i>	41
3.3.9	<i>Tachometer</i>	42
3.3.10	<i>Torquemeter</i>	42
3.3.11	<i>Brake Rope Dynamometer</i>	43
3.4	Prosedur Penelitian.....	44
3.4.1	Prosedur Mendapatkan Torsi Dinamis dan Kecepatan Putaran Turbin	44
3.4.2	Prosedur Mendapatkan Torsi Statis Turbin	45
3.5	Diagram Alir Penelitian.....	45
3.5.1	Diagram Alir untuk Mendapatkan Torsi Dinamis dan Kecepatan Putaran Turbin	45
3.5.2	Diagram Alir untuk Mendapatkan Torsi Statis Turbin.....	48
3.6	Uji <i>Uniformity</i>	50
3.7	Perhitungan <i>Uncertainty</i>	51
BAB IV	ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN	56
4.1	Contoh Perhitungan.....	56
4.1.1	Bilangan Reynolds.....	56
4.1.2	<i>Tip Speed Ratio</i>	57
4.1.3	<i>Coefficient of Moment</i>	57
4.1.4	<i>Coefficient of Power</i>	58
4.1.5	<i>Coefficient of Static Torque</i>	58
4.2	Analisis Performa Turbin Konvensional	58
4.2.1	Analisis <i>Coefficient of Power</i> Turbin Konvensional	58
4.2.2	Analisis <i>Coefficient of Moment</i> Turbin Konvensional	60
4.2.3	Analisis <i>Coefficient of Static Torque</i> Turbin Konvensional.....	61
4.3	Analisis Perbandingan <i>Coefficient of Power</i> Turbin	62
4.4	Analisis Perbandingan <i>Coefficient of Moment</i> Turbin	68
4.5	Analisis Perbandingan <i>Coefficient of Static Torque</i> Turbin.....	73
BAB V	KESIMPULAN DAN SARAN	80
5.1	Kesimpulan.....	80
5.2	Saran	80
DAFTAR PUSTAKA	81
LAMPIRAN	83

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Jenis-Jenis Turbin Angin (Kozak, 2014).....	6
Gambar 2.2 Desain Paten Turbin Angin Savonius (Cooper, 2010)	7
Gambar 2.3 Prinsip Kerja Turbin Angin Savonius (Mathew, 2006).....	8
Gambar 2.4 Gaya dari Fluida di Sekitar Benda Dua Dimensi (a) Distribusi Tekanan (b) Distribusi Tegangan Geser (C) Gaya <i>Lift</i> dan <i>Drag</i> (Munson, et al., 2013)	8
Gambar 2.5 Aliran Fluida <i>Incompressible</i> dan <i>Viscous</i> Melintasi Silinder (Pritchard & Lylegian, 2011).....	9
Gambar 2.6 Skema Dimensi Turbin Angin Savonius	10
Gambar 2.7 <i>Brake Rope Dynamometer</i> (a) Instalasi Keseluruhan (Triyogi, et al., 2020) (b) Skematik.....	12
Gambar 2.8 Grafik Fungsi <i>Coefficient of Power</i> terhadap <i>Tip Speed Ratio</i> pada Berbagai Jenis Turbin Angin (Zhao, et al., 2019).....	14
Gambar 2.9 Skema Eksperimen (Triyogi, et al., 2020).....	15
Gambar 2.10 Posisi Silinder Sirkular terhadap Turbin (Triyogi, et al., 2020)	15
Gambar 2.11 Grafik <i>Coefficient of Power</i> terhadap <i>Tip Speed Ratio</i> (a) untuk S/D = 1,4, 1,6, dan 1,8 (b) untuk S/D = 2,0 dan 2,2 (Triyogi, et al., 2020).....	16
Gambar 2.12 Grafik <i>Coefficient of Moment</i> terhadap <i>Tip Speed Ratio</i> (a) untuk S/D = 1,4, 1,6, dan 1,8 (b) untuk S/D = 2,0 dan 2,2 (Triyogi, et al., 2020).....	16
Gambar 2.13 Grafik Torsi Statis terhadap Sudut Sudu (a) untuk S/D = 1,4, 1,6, dan 1,8 (b) untuk S/D = 2,0 dan 2,2 (Triyogi, et al., 2020).	17
Gambar 2.14 Skema Eksperimen (Sakti & Triyogi, 2021)	18
Gambar 2.15 Posisi Silinder Sirkular terhadap Turbin (Sakti & Triyogi, 2021).....	18
Gambar 2.16 Domain Komputasi dan <i>Boundary Condition</i> (Sakti & Triyogi, 2021).	18
Gambar 2.17 Perbandingan Grafik <i>Coefficient of Power</i> terhadap <i>Tip Speed Ratio</i> pada Turbin Konvensional dan Turbin dengan Silinder untuk Studi Eksperimen dan Numerik (Sakti & Triyogi, 2021).....	19
Gambar 2.18 Perbandingan Grafik <i>Coefficient of Moment</i> terhadap <i>Tip Speed Ratio</i> pada Turbin Konvensional dan Turbin dengan Silinder untuk Studi Eksperimen dan Numerik (Sakti & Triyogi, 2021).....	19
Gambar 2.19 Kontur Tekanan pada $\lambda = 0,7$ (a) Turbin Konvensional $\theta = 30^\circ$ (b) Turbin dengan Silinder $\theta = 30^\circ$ (c) Turbin Konvensional $\theta = 90^\circ$ (d) Turbin dengan Silinder $\theta = 90^\circ$ (e) Turbin Konvensional $\theta = 150^\circ$ (f) Turbin dengan Silinder $\theta = 150^\circ$ (Sakti & Triyogi, 2021).	20
Gambar 2.20 Perbandingan Grafik Torsi Statis terhadap Sudut Posisi pada Turbin Konvensional dan Turbin dengan Silinder Sirkular untuk $\lambda = 0,7$ (Sakti & Triyogi, 2021)...	20
Gambar 2.21 <i>Pathline</i> Kecepatan pada $\lambda = 0,7$ (a) Turbin Konvensional $\theta = 30^\circ$ (b) Turbin dengan Silinder $\theta = 30^\circ$ (c) Turbin Konvensional $\theta = 90^\circ$ (d) Turbin dengan Silinder $\theta = 90^\circ$ (e) Turbin Konvensional $\theta = 150^\circ$ (f) Turbin dengan Silinder $\theta = 150^\circ$ (Sakti & Triyogi, 2021) .	21
Gambar 2.22 Skema Simulasi (a) Domain Komputasi dan <i>Boundary Condition</i> (b) Posisi Silinder Sirkular (Setiawan, et al., 2019).....	22
Gambar 2.23 Grafik (a) <i>Torque Coefficient</i> (C_m) dan (b) <i>Power Coefficient</i> (C_p) terhadap <i>Tip Speed Ratio</i> dengan Variasi $ds/D = 0,1, 0,3, \text{ dan } 0,5$ untuk $\gamma = 0^\circ$ (Setiawan, et al., 2019).....	22
Gambar 2.24 Grafik (a) <i>Torque Coefficient</i> (C_m) dan (b) <i>Power Coefficient</i> (C_p) terhadap <i>Tip Speed Ratio</i> dengan Variasi $ds/D = 0,1, 0,3, \text{ dan } 0,5$ untuk $\gamma = 30^\circ$ (Setiawan, et al., 2019)...	23
Gambar 2.25 Grafik (a) <i>Torque Coefficient</i> (C_m) dan (b) <i>Power Coefficient</i> (C_p) terhadap <i>Tip Speed Ratio</i> dengan Variasi $Ds/D = 0,1, 0,3, \text{ dan } 0,5$ untuk $\gamma = 60^\circ$ (Setiawan, et al., 2019)..	23
Gambar 2.26 Grafik Koefisien Torsi Dinamis terhadap Sudut Sudu untuk $\gamma = 60^\circ$ (Setiawan, et al., 2019).....	24

Gambar 2.27 <i>Pathline</i> Kecepatan untuk $\gamma = 60^\circ$, $\theta = 30^\circ$, dan $\lambda = 0,9$ (Setiawan, et al., 2019).	24
Gambar 2.28 Kontur Tekanan untuk $\gamma = 60^\circ$, $\theta = 30^\circ$, dan $\lambda = 0,9$ (Setiawan, et al., 2019).	25
Gambar 2.29 Distribusi Tekanan pada Permukaan Sudu untuk $\gamma = 60^\circ$, $\theta = 30^\circ$, dan $\lambda = 0,9$ (Setiawan, et al., 2019).	25
Gambar 2.30 Skema Simulasi (a) Domain Komputasi dan <i>Boundary Condition</i> (b) Posisi Silinder Sirkular (Setiawan, et al., 2019).	26
Gambar 2.31 Grafik (a) <i>Torque Coefficient</i> (C_m) dan (b) <i>Power Coefficient</i> (C_p) terhadap <i>Tip Speed Ratio</i> dengan Variasi $ds/D = 0,1, 0,3, 0,5, 0,7$ dan $0,9$ (Setiawan, et al., 2019).	27
Gambar 2.32 Grafik Koefisien Torsi Dinamis pada <i>Tip Speed Ratio</i> Sebesar $0,9$ (Setiawan, et al., 2019).	27
Gambar 2.33 <i>Pathline</i> Kecepatan untuk Turbin Konvensional dan Turbin dengan Variasi ds/D pada $\lambda = 0,9$ dan Sudut Sudu = 30° (Setiawan, et al., 2019).	28
Gambar 2.34 Kontur Tekanan untuk Turbin Konvensional dan Turbin dengan Variasi ds/D pada $\lambda = 0,9$ dan Sudut Sudu = 30° (Setiawan, et al., 2019).	28
Gambar 2.35 Distribusi Tekanan pada Permukaan Sudu untuk $\theta = 30^\circ$ dan $\lambda = 0,9$ (Setiawan, et al., 2019).	29
Gambar 2.36 Skema Simulasi (a) Domain Komputasi dan <i>Boundary Condition</i> (b) Posisi Silinder Sirkular (Setiawan, et al., 2019).	29
Gambar 2.37 Grafik (a) <i>Torque Coefficient</i> (C_m) dan (b) <i>Power Coefficient</i> (C_p) terhadap <i>Tip Speed Ratio</i> dengan Variasi $X/D = 0, 0,5, 1,0, 1,5$ dan $2,0$ (Setiawan, et al., 2019).	30
Gambar 2.38 Koefisien Torsi Dinamis pada $\lambda = 0,9$ (Setiawan, et al., 2019).	30
Gambar 2.39 <i>Pathline</i> Kecepatan dengan Variasi X/D untuk $\theta = 30^\circ$ dan $\lambda = 0,9$ (Setiawan, et al., 2019).	31
Gambar 3.1 Konfigurasi Penelitian (a) Pertama dan (b) Kedua	33
Gambar 3.2 Skema Penelitian	33
Gambar 3.3 <i>Axial Fan</i> CKE SF-45H	37
Gambar 3.4 <i>Voltage Stabilizer</i>	38
Gambar 3.5 <i>Voltage Regulator</i> TDGC2 3KVA	38
Gambar 3.6 <i>Honeycomb</i> (a) Skema (b) Aktual	39
Gambar 3.7 Turbin Angin Savonius (a) Skema (b) Aktual	39
Gambar 3.8 Silinder Sirkular (a) Skema (b) Aktual	40
Gambar 3.9 Penyangga Turbin Angin Savonius	41
Gambar 3.10 <i>Anemometer</i> Omega HHF141	41
Gambar 3.11 <i>Tachometer</i> Omega HHT13	42
Gambar 3.12 <i>Torquemeter</i> Lutron TQ-8800	42
Gambar 3.13 Skema <i>Brake Rope Dynamometer</i>	43
Gambar 3.14 Pemberat	44
Gambar 3.15 Timbangan CHQ PS200A	44
Gambar 3.16 Neraca Pegas Nagata C-5	44
Gambar 3.17 Diagram Alir untuk Mendapatkan Torsi Dinamis dan Kecepatan Putaran Turbin	47
Gambar 3.18 Diagram Alir untuk Mendapatkan Torsi Statis Turbin	49
Gambar 3.19 Titik Uji <i>Uniformity</i>	50
Gambar 3.20 Grafik Kecepatan Angin pada Titik Uji Horizontal	50
Gambar 3.21 Grafik Kecepatan Angin pada Titik Uji Vertikal	51
Gambar 4.1 Grafik <i>Coefficient of Power</i> (CoP) terhadap <i>Tip Speed Ratio</i> (λ) Turbin Konvensional pada Kecepatan Angin $4, 5, 6,$ dan 7 m/s	59

Gambar 4.2 Grafik <i>Coefficient of Moment</i> (C_M) terhadap <i>Tip Speed Ratio</i> (λ) Turbin Konvensional pada Kecepatan Angin 4, 5, 6, dan 7 m/s	60
Gambar 4.3 Grafik <i>Coefficient of Static Torque</i> (C_{TS}) terhadap Posisi Sudut Sudu (θ) Turbin Konvensional pada Kecepatan Angin 4, 5, 6, dan 7 m/s	61
Gambar 4.4 Grafik <i>Coefficient of Power</i> (CoP) terhadap <i>Tip Speed Ratio</i> (λ) Turbin Konvensional, Konfigurasi 1, dan Konfigurasi 2 pada Kecepatan Angin 4 m/s.....	62
Gambar 4.5 Grafik <i>Coefficient of Power</i> (CoP) terhadap <i>Tip Speed Ratio</i> (λ) Turbin Konvensional, Konfigurasi 1, dan Konfigurasi 2 pada Kecepatan Angin 5 m/s.....	64
Gambar 4.6 Grafik <i>Coefficient of Power</i> (CoP) terhadap <i>Tip Speed Ratio</i> (λ) Turbin Konvensional, Konfigurasi 1, dan Konfigurasi 2 pada Kecepatan Angin 6 m/s.....	65
Gambar 4.7 Grafik <i>Coefficient of Power</i> (CoP) terhadap <i>Tip Speed Ratio</i> (λ) Turbin Konvensional, Konfigurasi 1, dan Konfigurasi 2 pada Kecepatan Angin 7 m/s.....	66
Gambar 4.8 Grafik CoP_{max}/CoP_{0max} terhadap Kecepatan Angin (U) pada Konfigurasi 1 dan Konfigurasi 2	67
Gambar 4.9 Grafik <i>Coefficient of Moment</i> (C_M) terhadap <i>Tip Speed Ratio</i> (λ) Turbin Konvensional, Konfigurasi 1, dan Konfigurasi 2 pada Kecepatan Angin 4 m/s.....	68
Gambar 4.10 Grafik <i>Coefficient of Moment</i> (C_M) terhadap <i>Tip Speed Ratio</i> (λ) Turbin Konvensional, Konfigurasi 1, dan Konfigurasi 2 pada Kecepatan Angin 5 m/s.....	70
Gambar 4.11 Grafik <i>Coefficient of Moment</i> (C_M) terhadap <i>Tip Speed Ratio</i> (λ) Turbin Konvensional, Konfigurasi 1, dan Konfigurasi 2 pada Kecepatan Angin 6 m/s.....	71
Gambar 4.12 Grafik <i>Coefficient of Moment</i> (C_M) terhadap <i>Tip Speed Ratio</i> (λ) Turbin Konvensional, Konfigurasi 1, dan Konfigurasi 2 pada Kecepatan Angin 7 m/s.....	72
Gambar 4.13 Grafik <i>Coefficient of Static Torque</i> (C_{TS}) terhadap Posisi Sudut Sudu (θ) Turbin Konvensional, Konfigurasi 1, dan Konfigurasi 2 pada Kecepatan Angin 4 m/s.....	74
Gambar 4.14 Grafik <i>Coefficient of Static Torque</i> (C_{TS}) terhadap Posisi Sudut Sudu (θ) Turbin Konvensional, Konfigurasi 1, dan Konfigurasi 2 pada Kecepatan Angin 5 m/s.....	75
Gambar 4.15 Grafik <i>Coefficient of Static Torque</i> (C_{TS}) terhadap Posisi Sudut Sudu (θ) Turbin Konvensional, Konfigurasi 1, dan Konfigurasi 2 pada Kecepatan Angin 6 m/s.....	77
Gambar 4.16 Grafik <i>Coefficient of Static Torque</i> (C_{TS}) terhadap Posisi Sudut Sudu (θ) Turbin Konvensional, Konfigurasi 1, dan Konfigurasi 2 pada Kecepatan Angin 7 m/s.....	78

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Perbandingan Penelitian	32
Tabel 3.1 Parameter Daya dan Parameter yang Memengaruhi Daya dalam Dimensi Primer..	34
Tabel 3.2 Parameter Torsi dan Parameter yang Memengaruhi Torsi dalam Dimensi Primer..	36
Tabel 3.3 Spesifikasi <i>Axial Fan</i> CKE SF-45H	37
Tabel 3.4 Spesifikasi <i>Voltage Regulator</i> TDGC2 3KVA.....	38
Tabel 3.5 Spesifikasi <i>Honeycomb</i>	39
Tabel 3.6 Spesifikasi Turbin Angin Savonius	40
Tabel 3.7 Spesifikasi Silinder Sirkular	40
Tabel 3.8 Spesifikasi <i>Anemometer</i> Omega HHF141	41
Tabel 3.9 Spesifikasi <i>Tachometer</i> Omega HHT13.....	42
Tabel 3.10 Spesifikasi <i>Torquemeter</i> Lutron TQ-8800	43
Tabel 3.11 Spesifikasi Timbangan CHQ PS200A.....	44
Tabel 3.12 Spesifikasi Neraca Pegas Nagata C-5.....	44
Tabel 3.13 <i>Uncertainty</i> pada Parameter Turbin Konvensional dengan Kecepatan Angin 6 m/s	55
Tabel 4.1 Bilangan Reynolds dengan Variasi Kecepatan Angin.....	57

DAFTAR SIMBOL

A	Luas proyeksi penampang turbin
C_D	Koefisien <i>drag</i>
C_M	<i>Coefficient of moment</i>
C_{TS}	<i>Coefficient of static torque</i>
CoP	<i>Coefficient of power</i>
d	Diameter silinder sirkular
D	Diameter sudu turbin
D_0	Diameter <i>end plates</i> turbin
e	Diameter poros turbin
E_K	Energi kinetik
F_D	Gaya <i>drag</i>
g	Percepatan gravitasi bumi
h	Tinggi silinder sirkular
H	Tinggi turbin angin Savonius
L	Panjang karakteristik
m	Massa pemberat
\dot{m}	Massa fluida per satuan waktu
P	Tekanan
P_R	Daya aktual turbin
P_T	Daya kinetik angin
r	Jari-jari poros turbin yang mendapat beban
R	Jari-jari turbin
Re	Bilangan Reynolds
s	Massa pembacaan neraca pegas
S	Jarak pusat silinder sirkular di depan sudu <i>returning</i> ke pusat sudu <i>returning</i>
t	Tebal sudu turbin
T	Torsi
T_D	Torsi dinamis turbin
T_S	Torsi statis turbin
U	Kecepatan <i>free stream</i> aliran angin
x	Tebal <i>end plates</i> turbin
Y	Jarak pusat silinder sirkular di samping sudu <i>advancing</i> ke pusat turbin
γ	<i>Stagger angle</i>
θ	Posisi sudut sudu turbin
λ	<i>Tip speed ratio</i>
μ	Viskositas dinamis fluida
ρ	Massa jenis fluida
ω	Kecepatan putaran turbin angin Savonius

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Jumlah penduduk Indonesia yang tercatat dalam hasil sensus penduduk per bulan September tahun 2020 adalah 270,20 juta jiwa (Badan Pusat Statistik, 2021). Selama tahun 2010-2020, laju pertumbuhan penduduk di Indonesia rata-rata sebesar 1,25 persen per tahun (Badan Pusat Statistik, 2021). Jumlah penduduk di Indonesia diproyeksikan akan meningkat dari 270 juta jiwa pada 2020 menjadi 324 jiwa pada 2050 (Badan Pengkajian dan Penerapan Teknologi, 2021). Tingginya jumlah penduduk mengakibatkan tingginya kebutuhan energi di Indonesia. Pada tahun 2019, total konsumsi energi di Indonesia mencapai 989,9 juta SBM (Setara Barel Minyak) (Badan Pengkajian dan Penerapan Teknologi, 2021). Kebutuhan energi di Indonesia pada tahun 2019-2050 diperkirakan akan terus meningkat dengan laju peningkatan rata-rata sebesar 3,5% per tahun (Badan Pengkajian dan Penerapan Teknologi, 2021). Saat ini, sebagian besar kebutuhan energi di Indonesia masih dipenuhi dengan energi fosil seperti minyak bumi dan batu bara. Batu bara, minyak, dan gas bumi mencapai 88,8% dari total penyediaan energi primer pada tahun 2020 (Badan Pengkajian dan Penerapan Teknologi, 2021). Sementara itu, cadangan energi fosil yang merupakan energi tak terbarukan akan terus menerus berkurang dan habis. Diperkirakan produksi minyak bumi akan semakin berkurang dengan laju penurunan rata-rata 4,9% per tahun (Badan Pengkajian dan Penerapan Teknologi, 2021). Oleh karena itu, diperlukan pemanfaatan energi baru dan terbarukan untuk mulai menggantikan energi fosil.

Salah satu sumber energi baru dan terbarukan yang berpotensi untuk digunakan dan dikembangkan adalah energi angin. Indonesia memiliki potensi pada energi angin berkecepatan rendah dengan rata-rata kecepatan angin di darat berkisar antara 3-7 m/s (Prasetyo, et al., 2019). Potensi energi angin di Indonesia diprediksi sebesar 60.647 MW, sementara hingga tahun 2020 kapasitas terpasang hanya sebesar 154 MW (Badan Pengkajian dan Penerapan Teknologi, 2021). Salah satu teknologi yang digunakan untuk pemanfaatan sumber energi angin menjadi energi listrik adalah turbin angin Savonius. Turbin jenis ini sesuai dengan kondisi kecepatan angin di Indonesia yang cenderung rendah. Turbin angin Savonius merupakan turbin angin sumbu vertikal yang diciptakan oleh S. J. Savonius. Turbin angin Savonius mempunyai sudu-sudu yang berbentuk setengah silinder. Penampang melintang sudu-sudu tersebut membentuk huruf S. Sudu yang menghasilkan torsi positif disebut dengan sudu *advancing* dengan sisi cekung sudu menghadap ke arah aliran, sedangkan sudu dengan sisi cembung menghadap ke arah aliran disebut dengan sudu *returning*. Turbin ini bekerja dengan memanfaatkan perbedaan gaya *drag* pada sudu *advancing* dan sudu *returning* untuk memutar turbin dan menghasilkan torsi. Kelebihan dari turbin ini adalah konstruksi yang sederhana dengan biaya yang rendah, mampu menerima angin dari segala arah, dan mampu beroperasi pada kecepatan putaran yang rendah. Pada kecepatan angin rendah, turbin angin Savonius memiliki torsi awal yang tinggi. Namun, turbin angin Savonius memiliki efisiensi yang lebih rendah daripada jenis-jenis turbin angin yang lain (Mathew & Philip, 2012). Oleh karena itu, dilakukan penelitian untuk meningkatkan efisiensi turbin angin Savonius.

Studi eksperimen dilakukan oleh Triyogi, et al. (2020) mengenai pemasangan silinder sirkular di depan sudu *returning* turbin angin Savonius. Eksperimen dilakukan dengan bilangan Reynolds sebesar 99000 dan rasio diameter silinder terhadap diameter sudu turbin (d/D) sebesar 0,54. Rasio jarak silinder dan sudu *returning* terhadap diameter sudu (S/D) divariasikan sebesar 1,4 hingga 2,2. Berdasarkan eksperimen yang dilakukan, variasi jarak dalam rentang S/D kurang dari 1,8 mampu meningkatkan *coefficient of power* (CoP) dari turbin angin Savonius. CoP mencapai peningkatan maksimum sebesar 12,2% bila dibandingkan dengan turbin

konvensional pada S/D sebesar 1,4 dan *tip speed ratio* sebesar 0,65. Untuk S/D lebih dari 1,8, tidak terjadi perubahan pada CoP sehingga silinder sebagai kontrol pasif aliran tidak lagi efektif digunakan.

Studi numerik dan eksperimen oleh Sakti dan Triyogi (2021) dilakukan untuk menyelidiki silinder sirkular sebagai kontrol pasif turbin angin Savonius untuk meningkatkan performa turbin Savonius. Silinder sirkular diletakkan di depan sudu *returning* turbin yang beroperasi pada bilangan Reynolds 140.000 dengan rasio diameter silinder terhadap diameter sudu turbin (d/D) sebesar 0,54 dan rasio jarak silinder dan sudu *returning* terhadap diameter sudu (S/D) sebesar 1,4. Berdasarkan simulasi numerik dan eksperimen, didapatkan bahwa penambahan silinder di depan sudu *returning* sebagai kontrol pasif mampu meningkatkan efisiensi dari turbin Savonius. Peningkatan *coefficient of power* (CoP) maksimum didapatkan sebesar 8,8% pada studi numerik dan 10,2% pada eksperimen. Terjadi interaksi antara aliran pada silinder sirkular di depan sudu *returning* turbin sebagai kontrol pasif dan sudu di belakangnya sehingga aliran di sekitar sudu terganggu. Peningkatan performa turbin terjadi karena menurunnya gaya *drag* yang bekerja pada sudu *returning*.

Analisis numerik yang dilakukan oleh Setiawan, et al. (2019) pada turbin air Savonius meneliti pengaruh variasi diameter silinder sirkular di depan sudu *advancing* terhadap performa turbin. Rasio diameter silinder terhadap diameter sudu turbin (d/D) divariasikan sebesar 0,1, 0,3, dan 0,5. Penambahan silinder di samping sudu *advancing* meningkatkan kecepatan fluida yang melewati silinder sehingga momentum aliran meningkat ketika fluida mengalir di antara silinder dan turbin Savonius. Torsi positif pada sudu *advancing* akan meningkat dan performa turbin meningkat pula. Variasi d/D digunakan pada simulasi dengan masing-masing *stagger angle* sebesar 0° , 30° , dan 60° serta jarak silinder dan turbin (S/D) bernilai 0,95. Konfigurasi d/D sebesar 0,5 memberikan *torque coefficient* dan performa tertinggi pada *stagger angle* 30° dan 60° . *Torque coefficient* berkurang saat *stagger angle* sebesar 0° karena silinder menghalangi aliran menuju *downstream*. *Net pressure* antara sisi depan dan belakang bernilai maksimum pada d/D sebesar 0,5. Performa turbin Savonius meningkat sebesar 41,18% lebih dari turbin konvensional saat *stagger angle* bernilai 30° dan *tip speed ratio* bernilai 0,9.

Penelitian oleh Setiawan, et al. (2019) untuk meningkatkan performa turbin air Savonius dilakukan dengan pemasangan silinder sirkular di samping sudu *advancing*. Pada analisis numerik digunakan variasi rasio diameter silinder dan diameter turbin Savonius (ds/D) sebesar 0,1, 0,3, 0,5, 0,7, dan 0,9. Pemasangan silinder di samping sudu *advancing* menyebabkan perubahan kecepatan pada daerah aliran *attached* sehingga terjadi *pressure drop* di belakang sudu *advancing*. Hal ini menyebabkan peningkatan pada *net pressure* sehingga tekanan *drag* pada sudu *advancing* juga meningkat. Kecepatan maksimum dicapai saat ds/D bernilai 0,7 dan didapatkan *coefficient of power* (CoP) tertinggi saat *tip speed ratio* bernilai 0,7. Peningkatan CoP mencapai 28% lebih besar daripada turbin konvensional.

Studi numerik juga dilakukan oleh Setiawan, et al. (2019) mengenai pemasangan silinder sirkular di samping sudu *advancing* turbin air Savonius dengan variasi jarak horizontal silinder dan turbin. Rasio jarak silinder dengan pusat turbin pada arah y terhadap diameter sudu turbin (Y/D) sebesar 0,7 dan rasio jarak silinder dengan pusat turbin pada arah x terhadap diameter sudu turbin (X/D) divariasikan sebesar 0, 0,5, 1, 1,5, dan 2. Didapatkan bahwa pemasangan silinder di samping sudu *advancing* pada rentang X/D antara 0 dan 2 mampu meningkatkan *coefficient of torque* dan *coefficient of power* (CoP) dari turbin Savonius. CoP maksimum terjadi saat X/D sebesar 0,5. Kenaikan CoP sebesar 17,31% bila dibandingkan dengan turbin konvensional didapatkan ketika *tip speed ratio* sebesar 0,9. Pada X/D sebesar 0,5 hingga 2, performa turbin menurun karena *vortex* yang terbentuk sama dengan turbin konvensional.

Penelitian selanjutnya perlu dilakukan untuk meningkatkan performa turbin angin Savonius. Penelitian ini dilakukan untuk mengetahui performa turbin dengan penambahan silinder sirkular melalui dua macam konfigurasi. Pada konfigurasi pertama, silinder sirkular dipasang di samping sudu *advancing*, sedangkan pada konfigurasi kedua, silinder sirkular dipasang di samping sudu *advancing* dan di depan sudu *returning*. Pada penelitian ini, digunakan rasio diameter silinder sirkular dengan diameter sudu (d/D) sebesar 0,5 dan rasio jarak antara pusat silinder sirkular dan pusat turbin terhadap diameter sudu (Y/D) dan (S/D) sebesar 1,42. Variasi kecepatan angin yang digunakan adalah 4, 5, 6, dan 7 m/s.

1.2 Rumusan Masalah

Turbin angin Savonius merupakan turbin angin sumbu vertikal dengan sudu *advancing* dan sudu *returning* yang penampang melintang dari sudu-sudunya membentuk huruf S. Sudu *advancing* merupakan sudu dengan sisi cekung menghadap arah datang aliran angin dan sudu *returning* merupakan sudu dengan sisi cembung menghadap arah datang aliran angin. Turbin angin Savonius bekerja berdasarkan perbedaan gaya *drag* pada sudu *advancing* dan *returning*. Semakin besar selisih gaya *drag* pada kedua sudu tersebut, torsi turbin semakin meningkat dan daya turbin juga akan semakin meningkat. Performa turbin Savonius dapat ditingkatkan dengan meningkatkan gaya *drag* pada sudu *advancing* dan/atau mengurangi gaya *drag* pada sudu *returning*. Hal tersebut dapat dilakukan dengan menambahkan silinder sirkular di depan sudu *advancing* dan/atau di depan sudu *returning*. Hipotesis pada penelitian ini adalah sebagai berikut.

1. Pada konfigurasi pertama, dipasang silinder sirkular di samping sudu *advancing*. Pemasangan silinder tersebut dilakukan untuk menimbulkan efek *nozzle* pada aliran di antara silinder sirkular dan sudu *advancing*. Pada daerah aliran *attached* di sudu *advancing* akan terjadi peningkatan kecepatan dan momentum aliran sehingga tekanan di belakang sudu *advancing* akan menurun. Hal ini menyebabkan perbedaan tekanan di depan dan belakang sudu *advancing* akan semakin besar sehingga *pressure drag* dari sudu *advancing* akan meningkat. Semakin tinggi *pressure drag* di sudu *advancing*, selisih nilai gaya *drag* sudu *advancing* dan sudu *returning* akan semakin besar sehingga torsi positif turbin semakin besar dan daya turbin akan semakin tinggi. Pemasangan silinder sirkular di samping sudu *advancing* pada jarak yang terlalu jauh tidak meningkatkan performa turbin karena turbin dan silinder sirkular menjadi dua objek yang tidak memengaruhi sama lain. Sementara itu, pemasangan silinder sirkular pada jarak yang terlalu dekat tidak memberikan peningkatan performa turbin secara maksimal karena penurunan tekanan pada daerah aliran *attached* tidak maksimal.
2. Pada konfigurasi kedua, dipasang silinder sirkular di depan sudu *returning* dan di samping sudu *advancing*. Pemasangan silinder di depan sudu *returning* diduga menyebabkan tekanan di depan sudu *returning* berkurang akibat daerah *wake* yang terbentuk di belakang silinder sirkular. Perbedaan tekanan di depan dan belakang sudu *returning* menjadi lebih kecil sehingga gaya *drag* pada sudu *returning* menjadi lebih kecil. Di samping itu, *shear layer* yang terlepas dari silinder sirkular di depan sudu *returning* akan mengenai permukaan sudu *returning* sehingga *boundary layer* pada sudu *returning* terganggu. *Boundary layer* pada sudu *returning* menjadi lebih cepat bertransisi dari *laminar boundary layer* menjadi *turbulent boundary layer* sehingga titik separasi pada sudu *returning* tertunda atau mundur. Titik separasi yang tertunda menyebabkan daerah *wake* di belakang sudu *returning* lebih sempit sehingga gaya *drag* pada sudu *returning* menjadi lebih kecil. Sehingga, gaya *drag* pada sudu *advancing* meningkat karena pemasangan silinder di sampingnya dan gaya *drag* pada sudu *returning* menurun karena pemasangan silinder di depannya. Kedua hal tersebut

menyebabkan selisih gaya *drag* pada sudu *advancing* dan *returning* semakin besar sehingga daya turbin juga akan semakin meningkat. Pemasangan silinder sirkular di depan sudu *returning* dan di samping sudu *returning* pada jarak yang terlalu jauh tidak meningkatkan performa turbin karena turbin dan silinder sirkular menjadi dua objek yang tidak memengaruhi sama lain. Sementara itu, pemasangan silinder sirkular di depan sudu *returning* pada jarak yang terlalu dekat tidak memberikan peningkatan performa turbin secara maksimal karena penurunan tekanan di depan sudu *returning* tidak maksimal.

3. Kecepatan angin dibuat bervariasi sebesar 4-7 m/s pada penelitian ini. Peningkatan kecepatan angin diduga akan meningkatkan kecepatan putaran turbin dan meningkatkan perbedaan gaya *drag* pada sudu *advancing* dan *returning* sehingga torsi turbin angin Savonius akan meningkat hingga titik maksimum. Hal ini mengakibatkan daya yang dihasilkan turbin juga semakin besar hingga titik maksimum. Dengan demikian, *coefficient of power* dari turbin Savonius akan meningkat seiring meningkatnya kecepatan angin hingga titik maksimum. Setelah mencapai titik maksimum, nilai *coefficient of power* akan menurun seiring meningkatnya kecepatan angin karena adanya kerugian-kerugian.

Untuk membuktikan hipotesa di atas, penelitian dilakukan pada turbin angin Savonius dengan dua macam konfigurasi. Rasio diameter silinder sirkular dengan diameter sudu turbin (d/D) sebesar 0,5. Pada konfigurasi pertama, sebuah silinder sirkular dipasang di samping sudu *advancing* dengan rasio jarak antara pusat silinder sirkular dan pusat turbin terhadap diameter sudu turbin (Y/D) sebesar 1,42. Pada konfigurasi kedua, sebuah silinder sirkular dipasang di samping sudu *advancing* dengan rasio jarak antara pusat silinder sirkular dan pusat turbin terhadap diameter sudu turbin (Y/D) sebesar 1,42 dan sebuah silinder sirkular di depan sudu *returning* dengan rasio jarak antara pusat silinder sirkular dan sudu *returning* terhadap diameter sudu (S/D) sebesar 1,42. Variasi kecepatan angin yang digunakan adalah 4, 5, 6, dan 7 m/s.

1.3 Batasan Masalah

Batasan masalah dalam penelitian ini adalah sebagai berikut.

1. Fluida yang mengalir adalah udara dengan kondisi aliran *uniform* pada sisi *upstream*, *steady*, dan *incompressible*.
2. Analisis aliran adalah aliran eksternal.
3. Analisis dilakukan dengan dua jenis konfigurasi. Konfigurasi pertama adalah pemasangan sebuah silinder sirkular di samping sudu *advancing*. Konfigurasi kedua adalah pemasangan sebuah silinder sirkular di samping sudu *advancing* dan sebuah silinder sirkular di depan sudu *returning*.
4. Rasio diameter silinder sirkular dengan sudu turbin angin Savonius (d/D) adalah 0,5.
5. Rasio jarak antara pusat silinder sirkular dan pusat turbin terhadap diameter sudu turbin angin Savonius (Y/D atau S/D) adalah 1,42.
6. Analisis dilakukan dengan variasi kecepatan angin datang (U) sebesar 4, 5, 6, dan 7 m/s.
7. Perpindahan panas yang terjadi diabaikan.

1.4 Tujuan Penelitian

Penelitian ini dilakukan untuk mengetahui performa turbin angin Savonius dengan dua macam konfigurasi pemasangan silinder sirkular dan variasi kecepatan angin. Analisis pada penelitian ini dilakukan dengan cara sebagai berikut.

1. Menghitung *coefficient of moment* (C_M) turbin angin Savonius.
2. Menghitung *coefficient of power* (CoP) turbin angin Savonius.
3. Menghitung *coefficient of static torque* (C_{Ts}) turbin angin Savonius.

1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat dari penelitian ini adalah sebagai berikut.

1. Memberikan data tambahan mengenai pengaruh pemasangan silinder sirkular di samping sudu *advancing* dan di depan sudu *returning* terhadap *coefficient of static torque*, *coefficient of power*, dan *coefficient of moment* turbin angin Savonius.
2. Memberikan data tambahan mengenai pengaruh variasi kecepatan angin terhadap *coefficient of static torque*, *coefficient of power*, dan *coefficient of moment* turbin angin Savonius dengan pemasangan silinder sirkular di samping sudu *advancing* dan di depan sudu *returning*.
3. Sebagai referensi untuk penelitian mengenai peningkatan performa turbin angin Savonius yang selanjutnya.

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Energi Angin

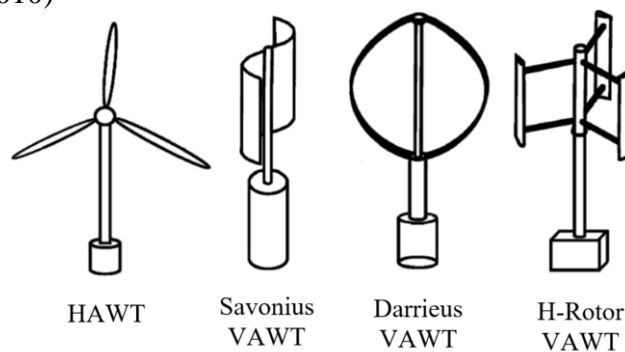
Angin adalah udara atmosfer yang bergerak relatif terhadap permukaan bumi. Penyebab utama pergerakan udara adalah pemanasan yang tidak merata oleh radiasi matahari. Radiasi matahari diserap oleh permukaan bumi kemudian ditransfer dalam berbagai bentuk ke atmosfer. Permukaan bumi tidak homogen sehingga jumlah energi yang diserap bervariasi berdasarkan tempat dan waktu. Hal ini menyebabkan perbedaan temperatur, massa jenis, dan tekanan atmosfer sehingga menimbulkan gaya yang menggerakkan udara dari satu tempat ke tempat yang lain. Selain pemanasan dari radiasi matahari, rotasi bumi juga memengaruhi pergerakan udara. (Frost & Aspliden, 2009)

Besar energi angin bergantung pada jumlah atau volume udara, kecepatan udara, dan massa udara. Daya angin adalah jumlah energi angin yang mengalir melalui suatu luasan per satuan waktu. Energi angin dapat dinyatakan sebagai kandungan energi pada aliran udara akibat gerakannya. Energi tersebut disebut sebagai energi kinetik dan merupakan fungsi dari massa dan kecepatan fluida. Maka, daya angin adalah laju aliran energi kinetik. (Kalmikov, 2017)

Energi angin merupakan sumber energi bersih dan berkelanjutan yang mampu menghasilkan listrik tanpa emisi karbon dioksida. Pemanenan energi angin dapat dilakukan di banyak tempat yang tidak mengganggu penggunaan lahan atau pembangunan. Selain itu, produksi listrik dengan energi angin tidak membutuhkan air sama sekali. Namun, terdapat beberapa hambatan dalam pemanenan energi angin. Putaran turbin angin menimbulkan polusi suara dan dapat membunuh burung dan kelelawar. Selain itu, pergerakan angin sulit diduga sehingga terdapat kemungkinan angin tidak bertiup ketika listrik dibutuhkan dan angin bertiup ketika listrik tidak dibutuhkan. Hal tersebut dapat diatasi dengan penyimpanan energi listrik yang dihasilkan. (Letcher, 2017)

2.2 Turbin Angin

Turbin angin adalah mesin konversi energi yang mengubah energi kinetik dari angin menjadi energi mekanik kemudian menjadi energi listrik. Berdasarkan konfigurasi sumbu putar bilah-bilah rotornya, turbin angin dapat dibagi menjadi dua jenis, yaitu turbin sumbu horizontal dan sumbu vertikal. Pada turbin angin sumbu horizontal atau *horizontal axis wind turbine* (HAWT), sumbu putar sudu-sudu turbin sejajar dengan aliran angin. Sementara itu, turbin angin sumbu vertikal atau *vertical axis wind turbine* (VAWT) memiliki sumbu putar sudu-sudu turbin yang tegak lurus terhadap permukaan tanah. Beberapa jenis turbin angin ditunjukkan pada Gambar 2.1. (Tong, 2010)



Gambar 2.1 Jenis-Jenis Turbin Angin (Kozak, 2014)

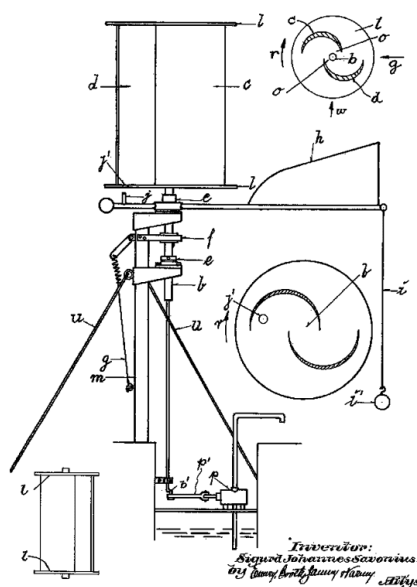
Turbin angin sumbu horizontal merupakan tipe turbin angin yang umum digunakan saat ini. Turbin angin sumbu horizontal lebih umum digunakan pada pembangkit listrik daripada

turbin angin sumbu vertikal karena efisiensi yang lebih tinggi. Turbin jenis ini mampu digunakan pada elevasi tinggi dengan menggunakan *tower* yang tinggi sehingga kecepatan angin yang didapatkan akan lebih tinggi. Kelemahan turbin ini antara lain membutuhkan *yaw drives* untuk mengarahkan turbin ke aliran angin yang datang. Bila dibandingkan dengan turbin angin sumbu vertikal, turbin ini membutuhkan biaya yang lebih tinggi untuk pemasangan dan perawatan. (Mathew, 2006)

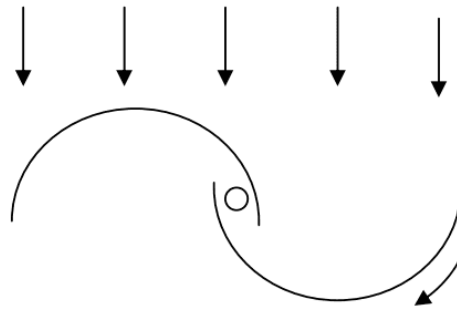
Turbin angin sumbu vertikal dapat menerima angin dari segala arah. Kontruksi dan perawatan turbin jenis ini lebih mudah dibandingkan turbin angin sumbu horizontal karena komponen-komponen yang dekat dengan permukaan tanah. Namun, dikarenakan posisi turbin angin sumbu vertikal dekat dengan permukaan tanah, kecepatan angin yang tersedia lebih rendah dibandingkan tempat dengan elevasi tinggi. Turbin ini juga tidak mampu mulai berputar dengan sendirinya pada kecepatan angin tertentu dan efisiensinya lebih rendah dibandingkan turbin angin sumbu horizontal. (Mathew, 2006)

2.3 Turbin Angin Savonius

Turbin angin Savonius merupakan turbin angin sumbu vertikal yang diciptakan oleh Sigurd J. Savonius pada 1922 dengan desain yang ditunjukkan pada Gambar 2.2. Turbin angin Savonius mempunyai sudu-sudu yang berbentuk setengah silinder. Penampang melintang sudu-sudu tersebut membentuk huruf S. Sisi cembung dari satu sudu dan sisi cekung dari sudu yang lain menghadap aliran angin pada waktu bersamaan seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.3. Sudu yang menghasilkan torsi positif disebut dengan sudu *advancing* dengan sisi cekung sudu menghadap ke arah aliran. Sudu dengan sisi cembung menghadap ke arah aliran yang menghasilkan torsi negatif disebut dengan sudu *returning*. Koefisien *drag* pada sudu *advancing* lebih besar daripada sudu *returning* sehingga gaya *drag* pada sudu *advancing* akan lebih besar daripada sudu *returning*. Turbin ini bekerja dengan memanfaatkan perbedaan gaya *drag* pada sudu *advancing* dan sudu *returning* untuk memutar turbin dan menghasilkan daya. Kelebihan dari turbin ini adalah konstruksi yang sederhana dengan biaya yang rendah, mampu menerima angin dari segala arah, dan mampu beroperasi pada kecepatan angular yang rendah. Pada kecepatan angin rendah, turbin angin Savonius memiliki torsi awal yang tinggi. Namun, turbin angin Savonius memiliki efisiensi yang lebih rendah daripada jenis-jenis turbin angin yang lain. (Mathew & Philip, 2012)



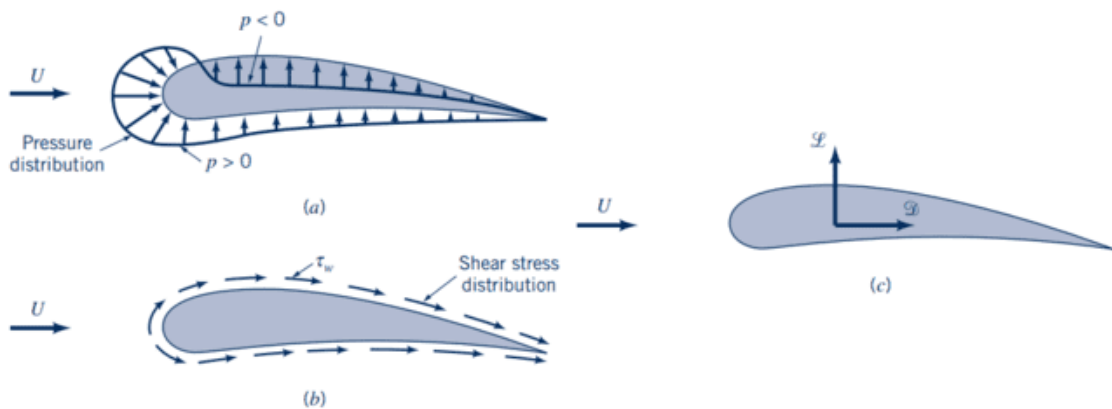
Gambar 2.2 Desain Paten Turbin Angin Savonius (Cooper, 2010)



Gambar 2.3 Prinsip Kerja Turbin Angin Savonius (Mathew, 2006)

2.4 Gaya Drag

Benda terlingkupi fluida yang bergerak akan mendapatkan pengaruh dari interaksi antara benda dengan fluida berupa gaya yang bekerja pada permukaan benda. Gaya yang bekerja pada benda dapat dinyatakan dalam bentuk tegangan yaitu tegangan geser akibat efek *viscous* dan tegangan normal akibat tekanan. Resultan dari distribusi tekanan dan tegangan pada arah kecepatan *upstream* fluida adalah gaya *drag* dan pada arah normal terhadap kecepatan *upstream* fluida adalah gaya *lift*. Distribusi tekanan, distribusi tegangan geser, gaya *drag* dan gaya *lift* pada benda terlingkupi fluida yang bergerak ditunjukkan oleh Gambar 2.4. (Munson, et al., 2013)



Gambar 2.4 Gaya dari Fluida di Sekitar Benda Dua Dimensi (a) Distribusi Tekanan (b) Distribusi Tegangan Geser (c) Gaya *Lift* dan *Drag* (Munson, et al., 2013)

Gaya *drag* terdiri atas *friction drag* akibat tegangan geser dan *pressure drag* akibat tekanan pada benda. Nilai *friction drag* dan *pressure drag* dipengaruhi oleh orientasi permukaan benda. Umumnya viskositas pada fluida bernilai kecil atau bilangan Reynolds aliran fluida bernilai besar sehingga nilai *friction drag* tidak memberikan andil besar pada nilai gaya *drag*. Pada bilangan Reynolds yang besar, tegangan geser dinding juga tidak memberikan andil besar pada nilai gaya *lift* dan gaya *lift* sebagian besar berasal dari tekanan permukaan. Bilangan tak berdimensi berupa koefisien *drag* digunakan untuk menyatakan besaran *drag* dan didefinisikan sebagai berikut. (Munson, et al., 2013)

$$C_D = \frac{F_D}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U^2 \cdot A} \quad (2.1)$$

atau

$$F_D = \frac{1}{2} \cdot C_D \cdot \rho \cdot U^2 \cdot A \quad (2.2)$$

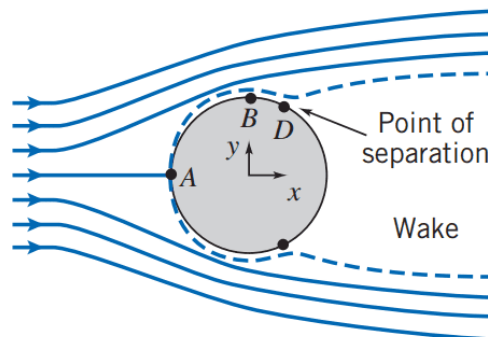
di mana,

F_D : gaya *drag* (N)

- C_D : koefisien *drag*
- ρ : massa jenis fluida (kg/m^3)
- U : kecepatan aliran fluida *upstream* (m/s)
- A : luas karakteristik benda (m^2)

2.5 Aliran Melintasi Silinder Sirkular

Aliran fluida yang mengalir melintasi silinder sirkular akan mengalami perubahan profil kecepatan pada daerah di dalam *boundary layer*. *Boundary layer* merupakan lapisan tipis di dekat permukaan benda yang memisahkan daerah di dalam *boundary layer*, di mana tegangan geser sangat berpengaruh pada aliran, dengan daerah di luar *boundary layer*. Aliran fluida *incompressible* dan *viscous* yang mengalir melintasi silinder sirkular ditunjukkan pada Gambar 2.5. Titik A merupakan titik stagnasi di mana kecepatan fluida bernilai nol dan tekanan bernilai maksimum. Fluida yang mengalir dari titik A ke B mengalami peningkatan kecepatan yang mengakibatkan penurunan tekanan. Titik B merupakan titik kecepatan maksimum dan tekanan minimum. Partikel fluida kemudian mengalir dari titik B yang bertekanan rendah ke titik D yang bertekanan lebih tinggi. *Adverse pressure gradient* atau peningkatan tekanan yang searah dengan aliran fluida menyebabkan partikel fluida melambat dari titik B ke titik D hingga akhirnya terjadi separasi pada titik D. Separasi terjadi karena momentum fluida tidak mampu melawan gaya gesek dan *back pressure* yang terjadi. Karena adanya separasi pada titik D, terbentuk daerah *wake* di belakang titik D. Daerah *wake* merupakan daerah bertekanan rendah yang terbentuk karena separasi *upper* dan *lower boundary layer*. Adanya daerah *wake* yang bertekanan rendah di belakang silinder dan tekanan tinggi di bagian depan silinder menyebabkan *pressure drag* pada silinder tinggi. Semakin besar daerah *wake* maka nilai *pressure drag* akan semakin tinggi. *Pressure drag* dapat dikurangi dengan mengubah geometri benda atau melakukan *streamlining* pada benda. (Pritchard & Leylegian, 2011)



Gambar 2.5 Aliran Fluida *Incompressible* dan *Viscous* Melintasi Silinder (Pritchard & Leylegian, 2011)

2.6 Bilangan Reynolds

Bilangan Reynolds adalah bilangan tak berdimensi sebagai rasio gaya inersia terhadap gaya *viscous*. Bilangan Reynolds digunakan untuk menyatakan karakter aliran sebagai aliran laminar atau turbulen. Untuk aliran eksternal pada plat datar, bilangan Reynolds kurang dari atau sama dengan 5×10^5 menyatakan aliran laminar dan bilangan Reynolds lebih dari 5×10^5 menyatakan aliran turbulen. Nilai bilangan Reynolds dapat dihitung dengan persamaan berikut. (Pritchard & Leylegian, 2011)

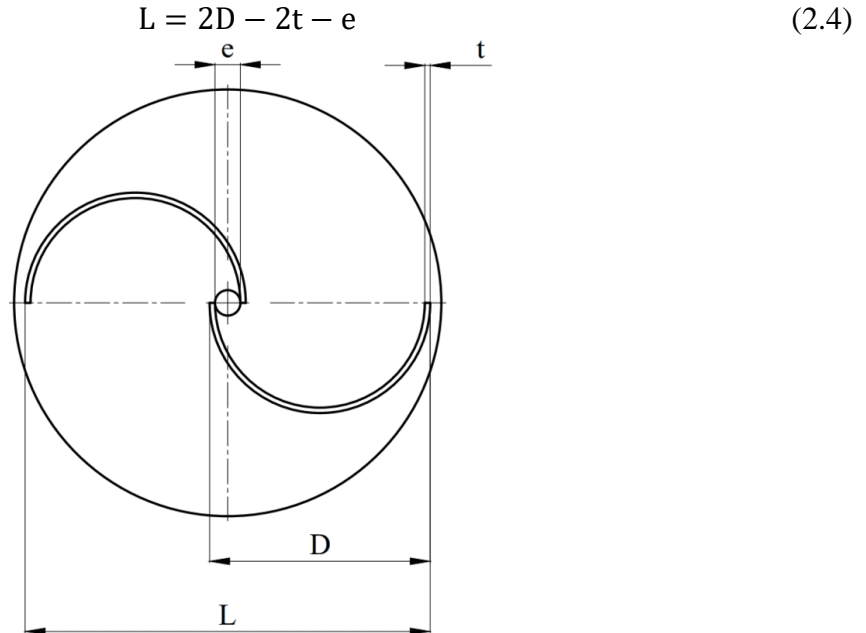
$$Re = \frac{\rho \cdot U \cdot L}{\mu} = \frac{U \cdot L}{\nu} \quad (2.3)$$

di mana,

- Re : bilangan Reynolds
- ρ : massa jenis fluida (kg/m^3)

- U : kecepatan aliran fluida (m/s)
- L : panjang karakteristik (m)
- μ : viskositas dinamis (N.s/m²)
- ν : viskositas kinematis (m²/s)

Panjang karakteristik (L) turbin angin Savonius pada penelitian ini ditunjukkan pada Gambar 2.6 dan didefinisikan sebagai berikut.



Gambar 2.6 Skema Dimensi Turbin Angin Savonius

Substitusi persamaan (2.4) ke (2.3) didapatkan

$$Re = \frac{\rho \cdot U \cdot (2D - 2t - e)}{\mu} \quad (2.5)$$

di mana,

- D : diameter sudu turbin angin Savonius (m)
- t : tebal sudu turbin angin Savonius (m)
- e : diameter poros turbin angin Savonius (m)

2.7 Perhitungan Torsi

Torsi adalah ukuran gaya yang menyebabkan benda berotasi pada sebuah sumbu putar. Pada turbin angin Savonius, nilai torsi yang dihasilkan bergantung pada nilai gaya *drag* yang bekerja pada sudu turbin. Dengan demikian, perhitungan torsi pada turbin Savonius dapat dituliskan sebagai

$$T = F_D \cdot R \quad (2.6)$$

Substitusi nilai F_D berdasarkan persamaan (2.2) ke persamaan (2.6) didapatkan

$$T = \frac{1}{2} \cdot C_D \cdot \rho \cdot U^2 \cdot A \cdot R \quad (2.7)$$

di mana,

- T : torsi (N.m)
- F_D : gaya *drag* (N)
- C_D : koefisien *drag*
- ρ : massa jenis udara (kg/m³)
- U : kecepatan aliran angin *upstream* (m/s)
- A : luas proyeksi penampang turbin yang terkena aliran angin (m²)

R : jari-jari turbin (m) = $\frac{L}{2} = \frac{2D - 2t - e}{2}$ seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.6

2.8 Perhitungan Daya

Daya yang dihasilkan suatu turbin dapat menjadi salah satu indikator performa turbin tersebut. Daya aktual yang dihasilkan oleh turbin angin berbeda dengan daya teoritis yang dapat dihasilkan oleh aliran angin yang menggerakkan turbin angin karena adanya energi kinetik angin yang tidak dikonversi menjadi energi mekanik turbin.

2.8.1 Perhitungan Daya Teoritis

Daya teoritis turbin angin Savonius merupakan daya yang dapat dihasilkan turbin angin bila tidak terdapat kerugian energi dan seluruh energi kinetik dikonversi menjadi energi mekanik. Nilai energi kinetik dalam aliran angin dapat dirumuskan sebagai berikut

$$E_K = \frac{1}{2} \cdot m \cdot U^2 \quad (2.8)$$

Daya yang dapat dihasilkan merupakan nilai energi kinetik per satuan waktu yang dapat dituliskan sebagai berikut

$$P_T = \frac{E_K}{t} \quad (2.9)$$

Substitusi persamaan (2.8) ke (2.9) didapatkan

$$P_T = \frac{1}{2} \cdot \frac{m}{t} \cdot U^2 \quad (2.10)$$

Massa per satuan waktu (m/t) dapat dirumuskan sebagai

$$\frac{m}{t} = \dot{m} = \rho \cdot U \cdot A \quad (2.11)$$

Substitusi persamaan (2.11) ke (2.10) didapatkan nilai daya teoritis sebagai berikut

$$P_T = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot U^3 \quad (2.12)$$

Luas penampang (A) pada penelitian ini adalah luas penampang sudu turbin angin Savonius yang tegak lurus terhadap aliran angin datang atau panjang karakteristik dikali tinggi sudu yang dapat dituliskan sebagai berikut

$$A = L \cdot H = (2D - 2t - e) \cdot H \quad (2.13)$$

Substitusi persamaan (2.13) ke (2.12) didapatkan nilai daya teoritis sebagai

$$P_T = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot (2D - 2t - e) \cdot H \cdot U^3 \quad (2.14)$$

di mana,

- P_T : daya teoritis turbin (Watt)
- ρ : massa jenis udara (kg/m^3)
- D : diameter sudu turbin angin Savonius (m)
- t : tebal sudu turbin angin Savonius (m)
- e : diameter poros turbin angin Savonius (m)
- H : tinggi sudu turbin angin Savonius (m)
- U : kecepatan aliran angin *upstream* (m/s)

2.8.2 Perhitungan Daya Aktual

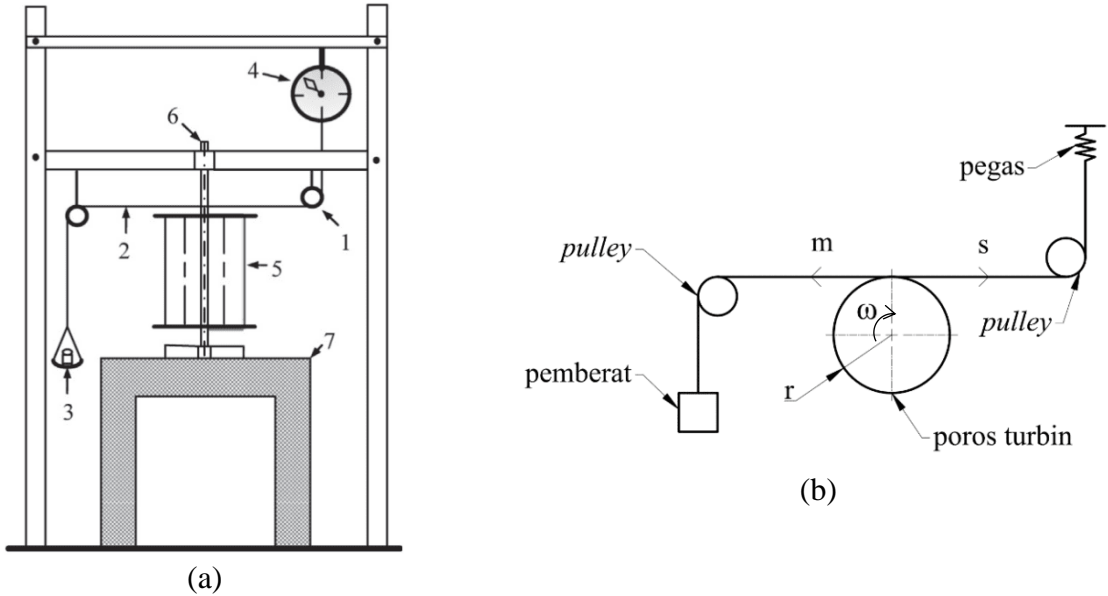
Daya aktual yang dihasilkan turbin angin Savonius pada penelitian ini bergantung pada besar torsi dinamis turbin yang dapat dituliskan sebagai

$$P_R = T_D \cdot \omega \quad (2.15)$$

di mana,

- P_R : daya aktual turbin (Watt)
- T_D : torsi dinamis ($\text{N}\cdot\text{m}$)
- ω : kecepatan sudut (rad/s).

Nilai torsi dinamis didapatkan menggunakan *brake rope dynamometer* dengan skema yang ditunjukkan pada Gambar 2.7. Pada *brake rope dynamometer*, massa pemberat ditambahkan secara bertahap saat turbin berputar hingga turbin berhenti. Kecepatan putaran turbin diukur menggunakan *tachometer* setiap penambahan massa pemberat. Nilai massa pemberat yang diberikan dan massa pembacaan pada neraca pegas digunakan untuk melakukan perhitungan nilai torsi dinamis.



Gambar 2.7 *Brake Rope Dynamometer* (a) Instalasi Keseluruhan (Triyogi, et al., 2020) dan (b) Skematik

Keterangan Gambar 2.7:

1. *Pulley*
2. Benang nilon
3. Pemberat
4. Neraca pegas
5. Sudu turbin
6. Poros
7. Struktur penyangga

Dengan menggunakan *brake rope dynamometer*, torsi dinamis dapat dihitung melalui persamaan sebagai berikut

$$T_D = F \times r \quad (2.16)$$

di mana,

F : gaya yang bekerja (N)

r : jari-jari poros turbin yang mendapat beban (m)

Gaya yang bekerja dapat dihitung berdasarkan nilai massa pemberat dan pembacaan neraca pegas pada pengukuran sebagai berikut

$$F = (|s - m|)g \quad (2.17)$$

di mana,

s : massa pembacaan neraca pegas (kg)

m : massa pemberat (kg)

g : percepatan gravitasi bumi (m/s^2)

Substitusi persamaan (2.17) ke (2.16) didapatkan torsi dinamis dapat dituliskan sebagai berikut

$$T_D = (|s - m|)g \times r \quad (2.18)$$

Berdasarkan hasil pengukuran kecepatan putaran turbin yang diukur dengan *tachometer*, nilai kecepatan sudut turbin didapatkan dengan perumusan sebagai berikut

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \quad (2.19)$$

di mana,

n : kecepatan putaran turbin angin Savonius (rpm)

Substitusi persamaan (2.18) dan (2.19) ke (2.15) maka nilai daya aktual turbin dapat dituliskan sebagai

$$P_R = (|s - m|) \cdot g \cdot r \cdot \frac{\pi \cdot n}{30} \quad (2.20)$$

2.9 Tip Speed Ratio

Tip speed ratio merupakan perbandingan kecepatan pada ujung sudu turbin terhadap kecepatan *upstream* aliran angin. *Tip speed ratio* dirumuskan sebagai

$$\lambda = \frac{\omega \cdot R}{U} \quad (2.21)$$

di mana,

λ : *tip speed ratio*

ω : kecepatan putaran turbin (rad/s)

R : jari-jari turbin (m) = $\frac{L}{2} = \frac{2D - 2t - e}{2}$ seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.6

U : kecepatan aliran angin *upstream* (m/s)

2.10 Coefficient of Power

Coefficient of power adalah perbandingan antara daya aktual yang dihasilkan turbin terhadap daya teoritis yang dimiliki aliran angin. Nilai *coefficient of power* dapat digunakan untuk menunjukkan performa turbin. Nilai *coefficient of power* dapat dihitung dengan persamaan berikut

$$CoP = \frac{P_R}{P_T} \quad (2.22)$$

Substitusi nilai P_R dan P_T berdasarkan persamaan (2.15) dan (2.12) ke persamaan (2.22), didapatkan persamaan sebagai berikut

$$CoP = \frac{T_D \cdot \omega}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot U^3} \quad (2.23)$$

di mana,

CoP : *coefficient of power*

T_D : torsi dinamis turbin (N.m)

ω : kecepatan putaran turbin (rad/s)

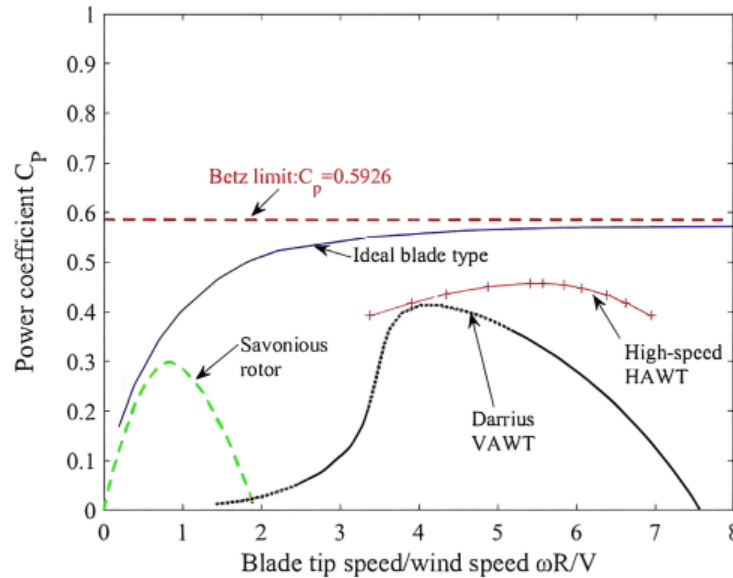
ρ : massa jenis udara (kg/m³)

A : luas proyeksi penampang turbin yang terkena aliran angin (m²)

U : kecepatan aliran angin *upstream* (m/s)

Nilai *coefficient of power* sebagai fungsi dari *tip speed ratio* pada beberapa jenis turbin ditunjukkan oleh Gambar 2.8. Nilai maksimum *coefficient of power* dari turbin angin ideal diketahui sebesar 0,5926 dan nilai tersebut disebut sebagai *Betz limit*. Efisiensi teoritis maksimum tersebut sangat sulit untuk dicapai karena beberapa hal, di antaranya adalah adanya kerugian mekanis dan listrik, distribusi tekanan pada rotor yang tidak *uniform*, dan efek *viscous* yang menyebabkan timbulnya drag (Zhao, et al., 2019). Setiap jenis turbin memiliki *coefficient of power* maksimum yang bervariasi yang dicapai pada *tip speed ratio* yang berbeda-beda. Berdasarkan grafik pada Gambar 2.8, turbin angin Savonius bekerja pada *tip speed ratio*

yang rendah. Secara teoritis, puncak *coefficient of power* turbin angin Savonius berada di sekitar 30%, tetapi Savonius melampaui efisiensi maksimum sebesar 31% pada *wind tunnel test* dan 37% pada *free air stream* (Mathew, 2006).



Gambar 2.8 Grafik Fungsi *Coefficient of Power* terhadap *Tip Speed Ratio* pada Berbagai Jenis Turbin Angin (Zhao, et al., 2019)

2.11 *Coefficient of Moment*

Coefficient of moment adalah perbandingan antara torsi dinamis turbin terhadap torsi teoritis yang dihasilkan oleh aliran angin pada turbin. Nilai dari *coefficient of moment* juga dapat dinyatakan sebagai perbandingan *coefficient of power* terhadap *tip speed ratio* sebagai berikut

$$CoP = C_M \lambda \quad (2.24)$$

$$C_M = \frac{CoP}{\lambda} \quad (2.25)$$

Substitusi nilai CoP berdasarkan persamaan (2.23) dan nilai λ berdasarkan persamaan (2.21) ke persamaan (2.25), didapatkan persamaan *coefficient of moment* sebagai berikut

$$C_M = \frac{T_D}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot R \cdot U^2} \quad (2.26)$$

di mana:

C_M : *coefficient of moment*

T_D : torsi dinamis turbin (N.m)

ρ : massa jenis udara (kg/m^3)

A : luas proyeksi penampang turbin yang terkena aliran angin (m^2)

R : jari-jari turbin (m) $= \frac{L}{2} = \frac{2D - 2t - e}{2}$ seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.6

U : kecepatan aliran angin *upstream* (m/s)

2.12 *Coefficient of Static Torque*

Coefficient of static torque adalah perbandingan antara torsi aktual yang dihasilkan turbin pada posisi statis terhadap torsi teoritis yang dapat dihasilkan turbin. Nilai *coefficient of static torque* dapat digunakan untuk mengetahui kemampuan *self-starting* turbin. Kemampuan *self-starting* turbin merupakan kemampuan turbin untuk mulai berputar dengan sendirinya tanpa bantuan gaya eksternal pada bilangan Reynolds minimum. Nilai *coefficient of static torque* dapat dihitung dengan persamaan berikut

$$C_{TS} = \frac{T_S}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot R \cdot U^2} \quad (2.27)$$

di mana,

C_{TS} : *coefficient of static torque*

T_S : torsi statis (Nm)

ρ : massa jenis udara (kg/m^3)

A : luas proyeksi penampang turbin yang terkena aliran angin (m^2)

R : jari-jari turbin (m) $= \frac{L}{2} = \frac{2D - 2t - e}{2}$ seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.6

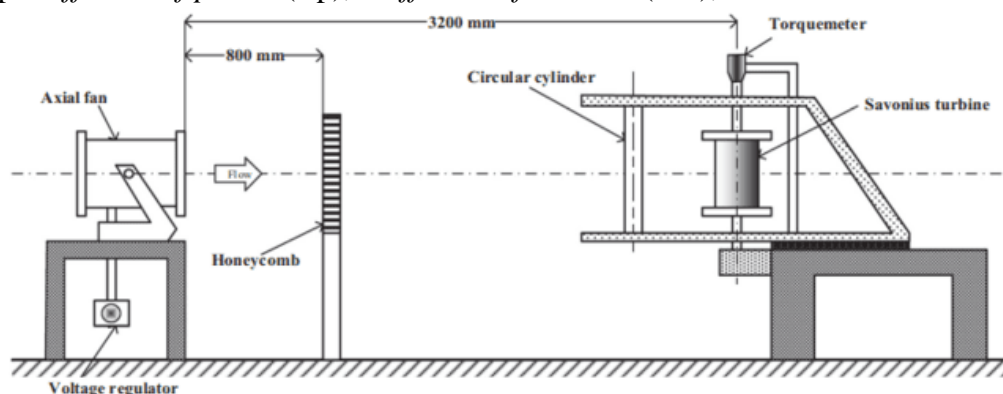
U : kecepatan aliran angin *upstream* (m/s)

2.13 Penelitian Terdahulu

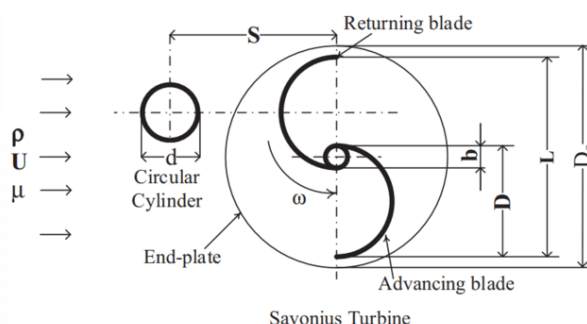
Dalam melakukan penelitian ini, diperlukan referensi dari penelitian-penelitian terdahulu yang berkaitan untuk memudahkan pelaksanaan penelitian. Penelitian-penelitian terdahulu yang digunakan sebagai referensi dijabarkan sebagai berikut.

2.13.1 Meningkatkan Performa Turbin Angin Savonius dengan Pemasangan Silinder Sirkular di Depan Sudu *Returning* Turbin

Studi eksperimen mengenai peningkatan performa turbin angin Savonius dengan pemasangan silinder sirkular di depan sudu *returning* oleh Triyogi, et al. (2020) dilakukan untuk menentukan jarak optimal silinder sirkular dan sudu *returning* turbin terhadap diameter sudu turbin (S/D). S/D divariasikan sebesar 1,4, 1,6, 1,8, 2,0, dan 2,2 dan dilihat pengaruhnya terhadap *coefficient of power* (C_p), *coefficient of moment* (C_m), dan torsi statis turbin.



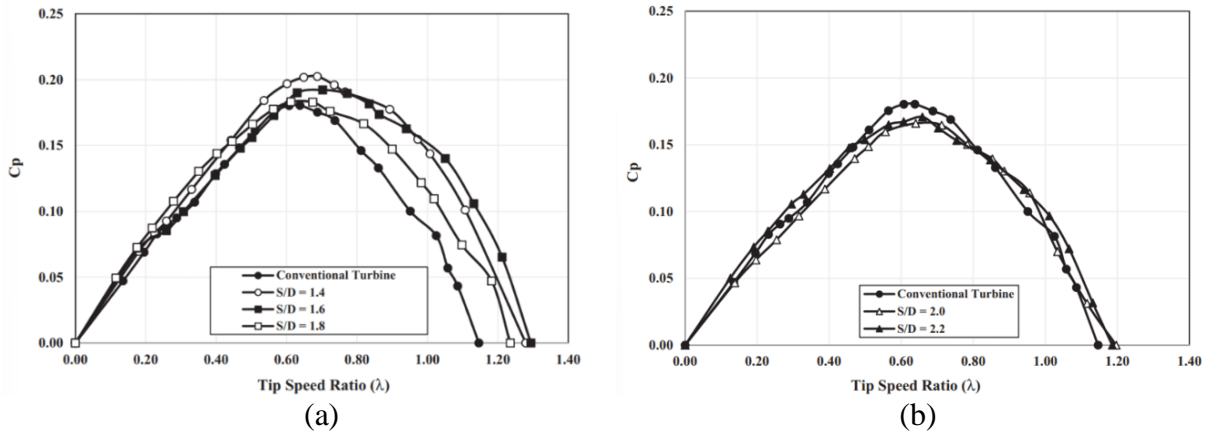
Gambar 2.9 Skema Eksperimen (Triyogi, et al., 2020)



Gambar 2.10 Posisi Silinder Sirkular terhadap Turbin (Triyogi, et al., 2020)

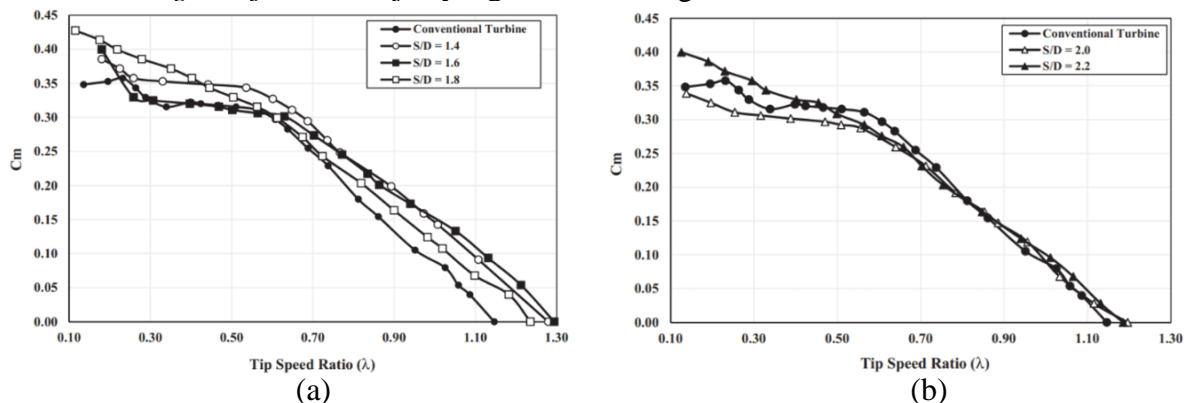
Gambar 2.9 menunjukkan skema eksperimen yang dilakukan dengan turbin angin Savonius dipasang pada jarak 3200 mm di depan *axial fan* yang digunakan sebagai sumber angin. Pada jarak 800 mm dari *axial fan*, diletakkan *honeycomb* untuk mempertahankan aliran *uniform* dan menghindari *swirl flow* dari *axial fan*. Turbin Savonius dibuat dari pipa PVC

dengan diameter sudu (D) sebesar 165,2 mm, tinggi (H) sebesar 294,4 mm, dan diameter poros (b) sebesar 19 mm. Silinder sirkular yang mempunyai diameter (d) sebesar 88,5 mm dan tinggi (h) sebesar 500 mm diletakkan di depan sudu *returning* seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.10. Maka, rasio diameter silinder terhadap diameter sudu turbin (d/D) sebesar 0,54. Kecepatan *free stream* aliran angin dipertahankan pada $U = 5$ m/s yang bersesuaian dengan bilangan Reynolds sebesar 99.000. Dilakukan pengukuran kecepatan angin menggunakan *anemometer* Omega HHF14, pengukuran kecepatan putaran turbin menggunakan *tachometer* Omega HHT12, pengukuran torsi statis turbin menggunakan *torquemeter* Lutron TQ-8800, dan pengukuran torsi dinamis turbin menggunakan *brake rope dynamometer*. C_p dan C_m turbin dihitung berdasarkan data yang didapatkan pada eksperimen.



Gambar 2.11 Grafik *Coefficient of Power* terhadap *Tip Speed Ratio* (a) untuk $S/D = 1,4, 1,6,$ dan $1,8$ (b) untuk $S/D = 2,0$ dan $2,2$ (Triyogi, et al., 2020)

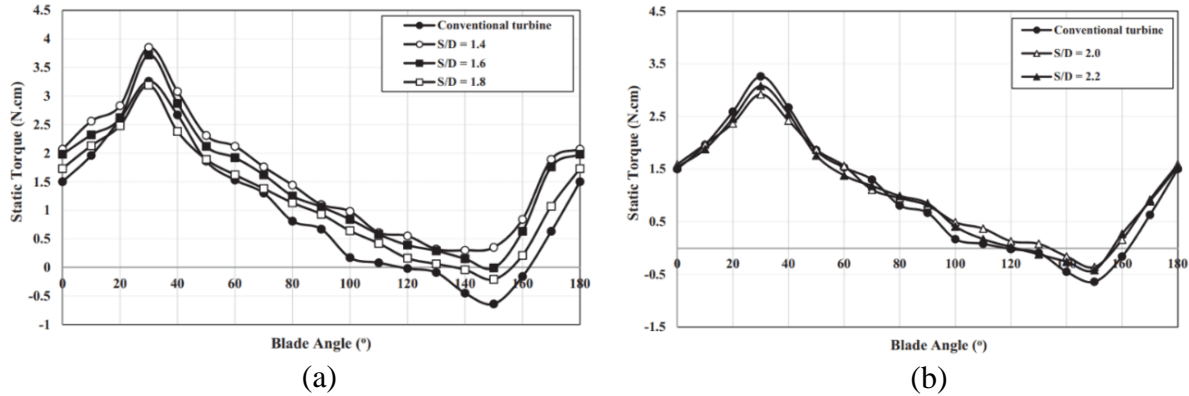
Gambar 2.11 menunjukkan grafik *coefficient of power* (C_p) terhadap *tip speed ratio* (λ). Terjadi peningkatan C_p untuk S/D sebesar 1,4, 1,6, dan 1,8. C_p maksimum untuk S/D sebesar 1,4, 1,6, dan 1,8, terjadi saat *tip speed ratio* sebesar 0,65, 0,7, dan 0,67 dengan peningkatan C_p sebesar 12,2%, 6,7%, dan 1,7%. Namun, untuk S/D lebih dari 1,8, performa turbin berdasarkan C_p dapat dianggap relatif sama dengan turbin konvensional, bahkan lebih buruk untuk *tip speed ratio* antara 0,44 dan 0,8. Ketika silinder sirkular diposisikan terlalu jauh dari sudu *returning*, peran silinder sirkular sebagai kontrol pasif aliran menjadi tidak efektif. Silinder sirkular dan sudu *returning* menjadi dua objek yang tidak memengaruhi satu sama lain.



Gambar 2.12 Grafik *Coefficient of Moment* terhadap *Tip Speed Ratio* (a) untuk $S/D = 1,4, 1,6,$ dan $1,8$ (b) untuk $S/D = 2,0$ dan $2,2$ (Triyogi, et al., 2020)

Gambar 2.12 menunjukkan grafik *coefficient of moment* (C_m) terhadap *tip speed ratio* (λ). Berdasarkan grafik tersebut, pemasangan silinder sirkular pada S/D sebesar 1,4, 1,6, dan 1,8 di depan sudu *returning* untuk semua nilai *tip speed ratio* mampu meningkatkan nilai C_m .

Namun, untuk S/D lebih dari 1,8, hasil yang didapatkan sedikit rumit. Untuk *tip speed ratio* kurang dari 0,44, nilai C_m turbin konvensional lebih kecil dari turbin dengan silinder sirkular pada S/D sebesar 2,2 tetapi lebih besar dari turbin dengan silinder pada S/D sebesar 2,0.



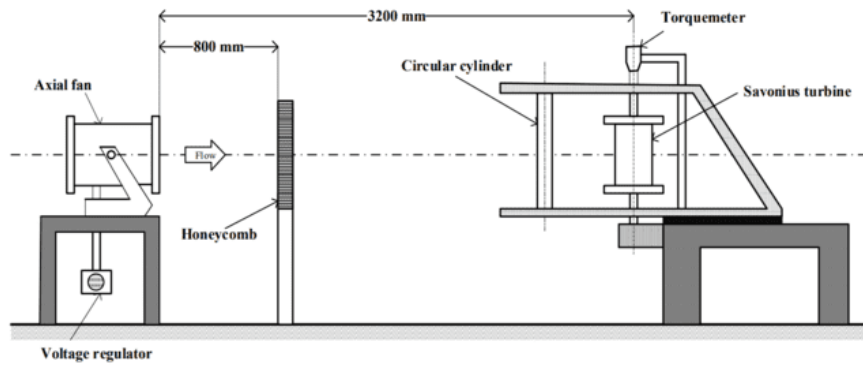
Gambar 2.13 Grafik Torsi Statis terhadap Sudut Sudu (a) untuk S/D = 1,4, 1,6, dan 1,8 (b) untuk S/D = 2,0 dan 2,2 (Triyogi, et al., 2020).

Gambar 2.13 menunjukkan grafik torsi statis terhadap sudut sudu. Pemasangan silinder sirkular pada S/D kurang dari 1,8 mampu meningkatkan torsi statis di setiap posisi sudut sudu. Hal ini terjadi karena penurunan *pressure drag* pada sudu *returning* akibat adanya silinder sirkular. Sementara itu, untuk S/D lebih dari 1,8, torsi statis yang dihasilkan sama dengan turbin konvensional. Pada turbin konvensional, terdapat nilai torsi statis negatif pada sudut sudu 130° hingga 160°. Hal ini menunjukkan pada rentang sudut tersebut turbin tidak mampu melakukan *self-starting*. Namun, penambahan silinder sirkular pada S/D sebesar 1,4 dan 1,6 mampu meningkatkan kemampuan *self-starting* dari turbin yang ditunjukkan dengan tidak adanya nilai torsi statis yang negatif pada seluruh sudut sudu. Untuk S/D lebih dari 1,6, pemasangan silinder sirkular tidak mampu meningkatkan kemampuan *self-starting* dari turbin.

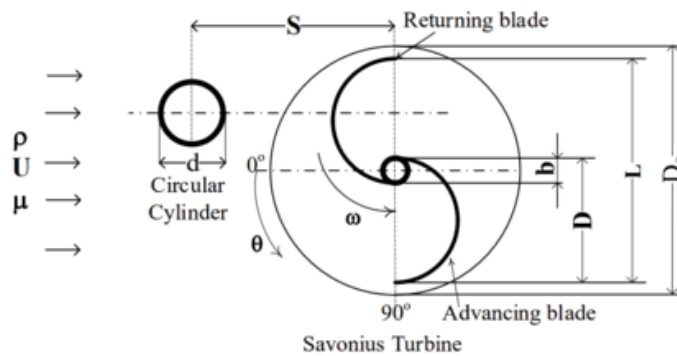
Pada penelitian ini dapat disimpulkan bahwa variasi jarak dalam rentang S/D kurang dari 1,8 mampu meningkatkan *coefficient of power* (CoP) dari turbin angin Savonius. CoP mencapai peningkatan maksimum sebesar 12,2% bila dibandingkan dengan turbin konvensional pada S/D sebesar 1,4 dan *tip speed ratio* sebesar 0,65. Untuk S/D lebih dari 1,8, tidak terjadi perubahan pada CoP sehingga silinder sebagai kontrol pasif aliran tidak lagi efektif digunakan.

2.13.2 Studi Numerik dan Eksperimen Pengaruh Silinder Sirkular sebagai Kontrol Pasif terhadap Performa Turbin Angin Savonius.

Studi numerik dan eksperimen oleh Sakti dan Triyogi (2021) dilakukan untuk mengetahui pengaruh pemasangan silinder sirkular di depan sudu *returning* terhadap performa turbin angin Savonius. Perbandingan diameter silinder sirkular terhadap diameter sudu (d/D) ditentukan sebesar 0,54. Rasio jarak silinder sirkular terhadap diameter sudu (S/D) dibuat konstan pada 1,4. Aliran angin datang dari satu arah dengan kecepatan sebesar 7 m/s yang bersesuaian dengan bilangan Reynolds sebesar 140.000. Studi dilakukan dalam skala laboratorium untuk mendapatkan *coefficient of power* (CP), *coefficient of moment* (C_m), torsi statis, kontur tekanan, dan *pathline* kecepatan.

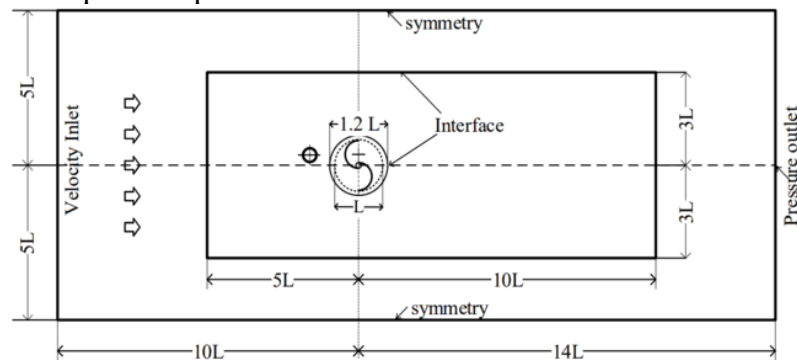


Gambar 2.14 Skema Eksperimen (Sakti & Triyogi, 2021)



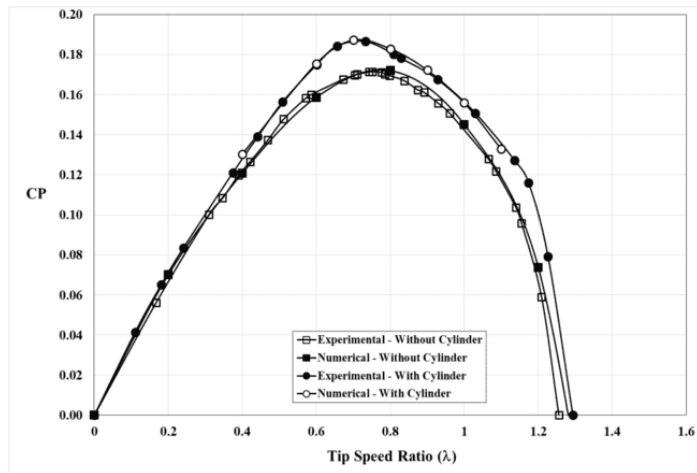
Gambar 2.15 Posisi Silinder Sirkular terhadap Turbin (Sakti & Triyogi, 2021).

Studi eksperimen dilakukan dengan skema yang ditunjukkan pada Gambar 2.14. Turbin Savonius yang digunakan terbuat dari pipa PVC dengan diameter sudu (D) sebesar 165,2 mm, tinggi (H) sebesar 294,4 mm, dan diameter *end-plate* (D_o) sebesar 333,7 mm. Silinder sirkular dengan diameter (d) sebesar 88,5 mm dan tinggi (h) sebesar 500 mm diletakkan di depan sudu *returning* seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.15. Dilakukan pengukuran kecepatan angin menggunakan *anemometer* Omega HHF14, pengukuran kecepatan putaran turbin menggunakan *tachometer* Omega HHT12, pengukuran torsi statis turbin menggunakan *torquemeter* Lutron TQ-8800, dan pengukuran torsi dinamis turbin menggunakan *brake rope dynamometer* yang ditunjukkan pada Gambar 2.15. C_p dan C_m turbin dihitung berdasarkan data yang didapatkan pada eksperimen.



Gambar 2.16 Domain Komputasi dan *Boundary Condition* (Sakti & Triyogi, 2021).

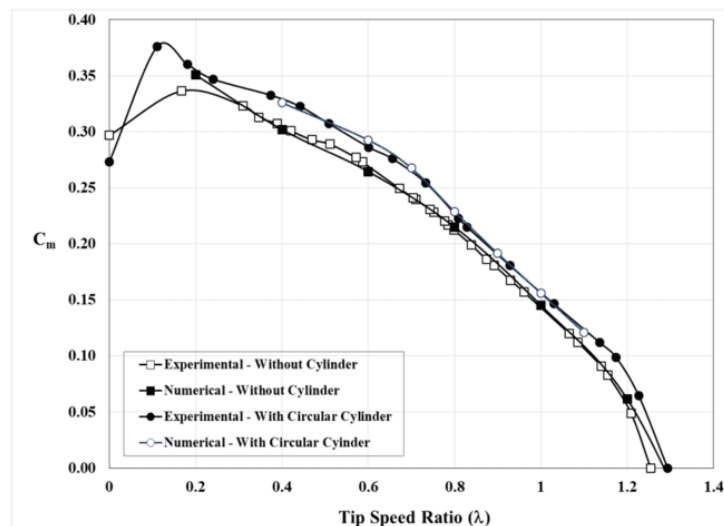
Studi numerik dilakukan dengan domain komputasi dan *boundary condition* yang ditunjukkan pada Gambar 2.16. *Meshing* yang digunakan adalah *unstructured mesh*. Simulasi dilakukan pada ANSYS dan digunakan *Semi Implicit Model for Pressure-Linked Equation* (SIMPLE) dan pemodelan turbulensi *realizable k-ε*.



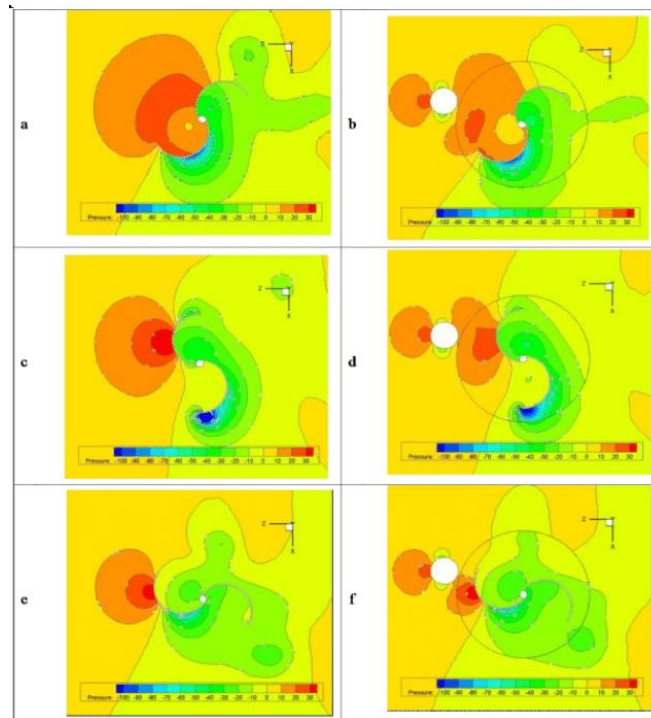
Gambar 2.17 Perbandingan Grafik *Coefficient of Power* terhadap *Tip Speed Ratio* pada Turbin Konvensional dan Turbin dengan Silinder untuk Studi Eksperimen dan Numerik (Sakti & Triyogi, 2021).

Gambar 2.17 menunjukkan perbandingan grafik *coefficient of power* (C_p) terhadap *tip speed ratio* (λ) pada turbin konvensional dan turbin dengan silinder sirkular untuk studi eksperimen dan numerik. Perbedaan antara nilai C_p maksimum turbin dengan silinder sirkular dari studi eksperimen dan numerik hanya sebesar 0,32%. Pemasangan silinder sirkular meningkatkan C_p maksimum sebesar 8,8% dan 10,2% pada masing-masing studi eksperimen dan numerik bila dibandingkan dengan turbin konvensional.

Grafik perbandingan nilai *coefficient of moment* (C_m) terhadap *tip speed ratio* (λ) pada turbin konvensional dan turbin dengan silinder sirkular untuk studi eksperimen dan numerik ditunjukkan pada Gambar 2.18. Terdapat deviasi relatif sebesar 2,3% pada nilai C_m turbin dengan silinder sirkular dari studi eksperimen dan numerik. Berdasarkan grafik pada Gambar 2.18, pemasangan silinder sirkular mampu meningkatkan C_m . Bila dibandingkan dengan turbin konvensional, peningkatan C_m sebesar 7,9% pada $\lambda = 0,4$ didapatkan pada studi numerik dan peningkatan C_m sebesar 11,76% pada $\lambda = 0,11$ didapatkan pada studi eksperimen.

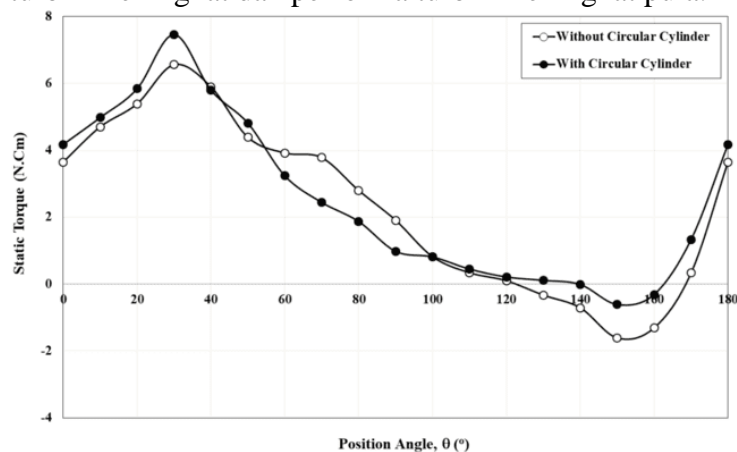


Gambar 2.18 Perbandingan Grafik *Coefficient of Moment* terhadap *Tip Speed Ratio* pada Turbin Konvensional dan Turbin dengan Silinder untuk Studi Eksperimen dan Numerik (Sakti & Triyogi, 2021).



Gambar 2.19 Kontur Tekanan pada $\lambda = 0,7$ (a) Turbin Konvensional $\theta = 30^\circ$ (b) Turbin dengan Silinder $\theta = 30^\circ$ (c) Turbin Konvensional $\theta = 90^\circ$ (d) Turbin dengan Silinder $\theta = 90^\circ$ (e) Turbin Konvensional $\theta = 150^\circ$ (f) Turbin dengan Silinder $\theta = 150^\circ$ (Sakti & Triyogi, 2021).

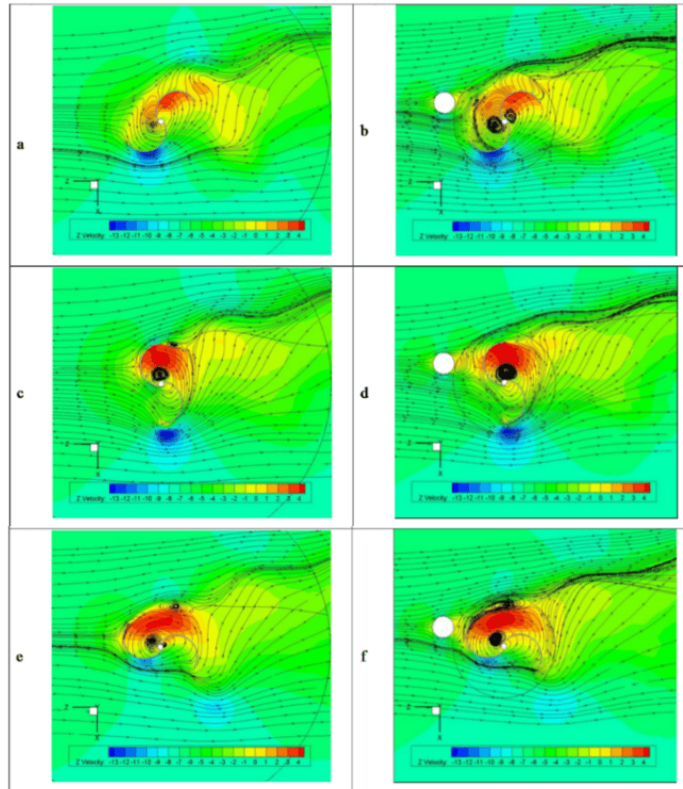
Gambar 2.19 menunjukkan kontur tekanan pada turbin konvensional dan turbin dengan silinder sirkular pada $\lambda = 0,7$ untuk sudut posisi (θ) sebesar 30° , 90° , dan 150° . Kontur tekanan pada Gambar 2.19 secara keseluruhan menunjukkan penurunan tekanan pada daerah di antara silinder sirkular dan sudu *returning*. Hal ini menyebabkan penurunan perbedaan tekanan di depan dan belakang sudu *returning* sehingga *drag pressure* pada sudu *returning* menurun. Maka torsi positif turbin meningkat dan performa turbin meningkat pula.



Gambar 2.20 Perbandingan Grafik Torsi Statis terhadap Sudut Posisi pada Turbin Konvensional dan Turbin dengan Silinder Sirkular untuk $\lambda = 0,7$ (Sakti & Triyogi, 2021).

Grafik torsi statis sebagai fungsi dari sudut posisi untuk $\lambda = 0,7$ pada turbin konvensional dan turbin dengan silinder sirkular ditunjukkan pada Gambar 2.20. Torsi negatif menunjukkan turbin tidak memiliki kemampuan *self-starting*. Berdasarkan grafik pada Gambar 2.20, pemasangan silinder sirkular mampu memperbaiki hal tersebut. Torsi statis pada sudut

posisi 150° untuk turbin konvensional didapatkan sebesar -1,61 N.cm. Sementara itu, untuk turbin dengan silinder sirkular dihasilkan peningkatan menjadi sebesar -0,61 N.cm.



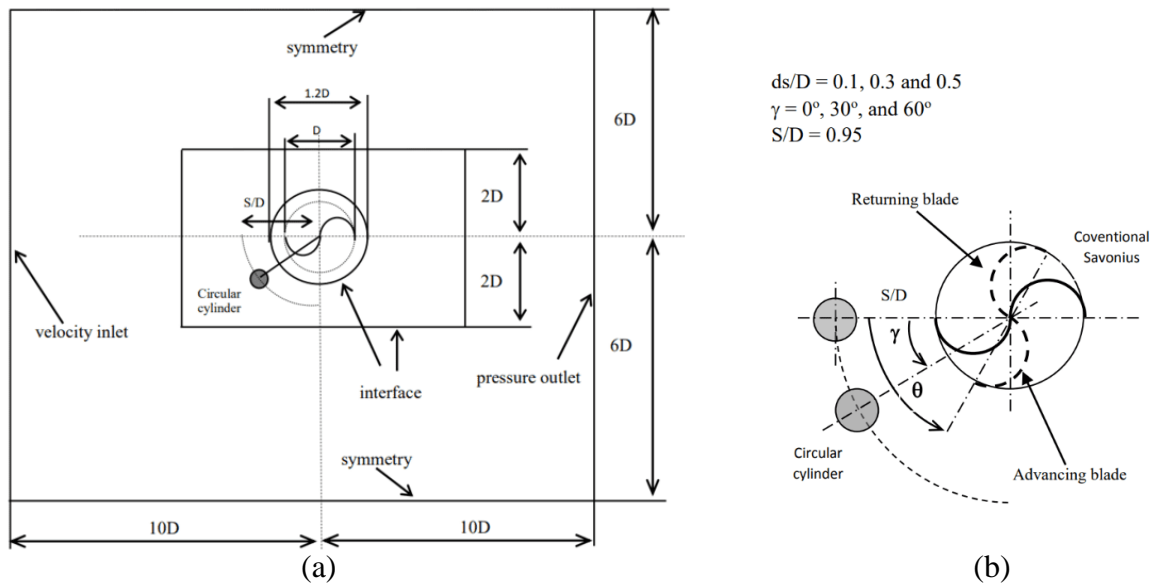
Gambar 2.21 *Pathline* Kecepatan pada $\lambda = 0,7$ (a) Turbin Konvensional $\theta = 30^\circ$ (b) Turbin dengan Silinder $\theta = 30^\circ$ (c) Turbin Konvensional $\theta = 90^\circ$ (d) Turbin dengan Silinder $\theta = 90^\circ$ (e) Turbin Konvensional $\theta = 150^\circ$ (f) Turbin dengan Silinder $\theta = 150^\circ$ (Sakti & Triyogi, 2021)

Gambar 2.21 menunjukkan *pathline* kecepatan pada turbin konvensional dan turbin dengan silinder sirkular pada $\lambda = 0,7$ untuk sudut posisi (θ) sebesar 30° , 90° , dan 150° . *Pathline* kecepatan pada Gambar 2.21 menunjukkan silinder sirkular di depan sudu *returning* sebagai kontrol pasif menjamin interaksi aliran antara silinder sirkular dan sudu *returning*. Hal ini ditunjukkan dengan perubahan perilaku aliran di sekitar sudu turbin.

Pada penelitian ini dapat disimpulkan bahwa penambahan silinder di depan sudu *returning* sebagai kontrol pasif mampu meningkatkan efisiensi dari turbin Savonius. Peningkatan *coefficient of power* (CoP) maksimum didapatkan sebesar 8,8% pada studi numerik dan 10,2% pada eksperimen. Terjadi interaksi antara aliran pada silinder sirkular di depan sudu *returning* turbin sebagai kontrol pasif dan sudu di belakangnya sehingga aliran di sekitar sudu terganggu. Peningkatan performa turbin terjadi karena menurunnya gaya *drag* yang bekerja pada sudu *returning*.

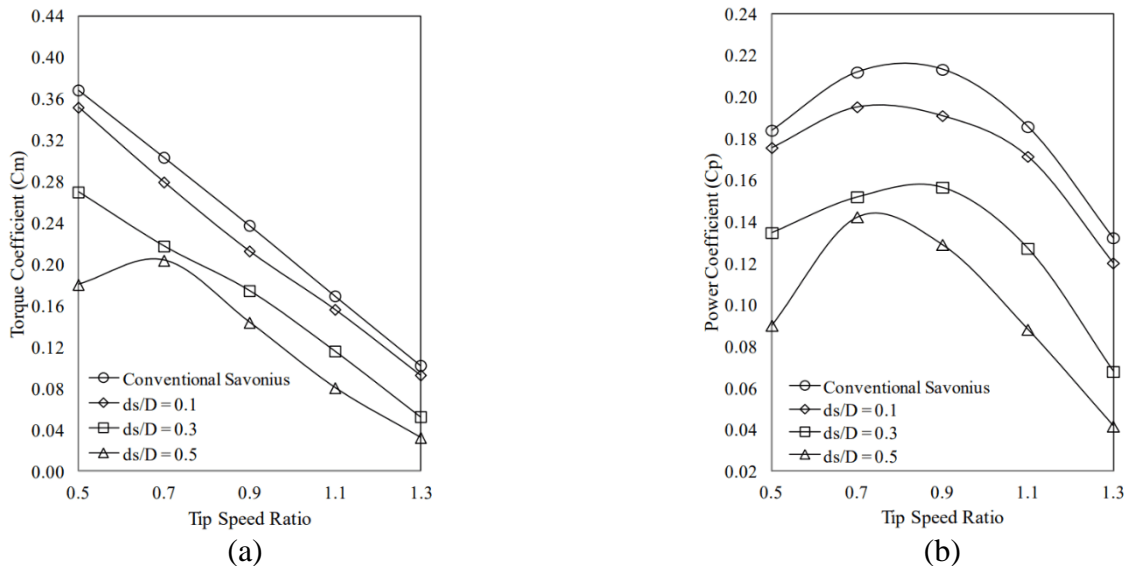
2.13.3 Pengaruh Silinder Sirkular di Depan Sudu *Advancing* Turbin Air Savonius dengan Menggunakan Simulasi Transien.

Analisis numerik oleh Setiawan, et al. (2019) mengenai peningkatan performa turbin air Savonius dilakukan untuk menentukan diameter terbaik silinder sirkular yang diletakkan di depan sudu *advancing* sehubungan dengan variasi *stagger angle*. Rasio diameter silinder terhadap diameter sudu turbin (d/D) divariasikan sebesar 0,1, 0,3, dan 0,5 dan *stagger angle* (γ) divariasikan sebesar 0° , 30° , dan 60° . Studi numerik dilakukan untuk mendapatkan performa turbin terbaik dengan indikator *torque coefficient*, *power coefficient*, *dynamic of torque coefficient*, *pathline* kecepatan, kontur tekanan, dan distribusi tekanan pada permukaan sudu.



Gambar 2.22 Skema Simulasi (a) Domain Komputasi dan *Boundary Condition* (b) Posisi Silinder Sirkular (Setiawan, et al., 2019).

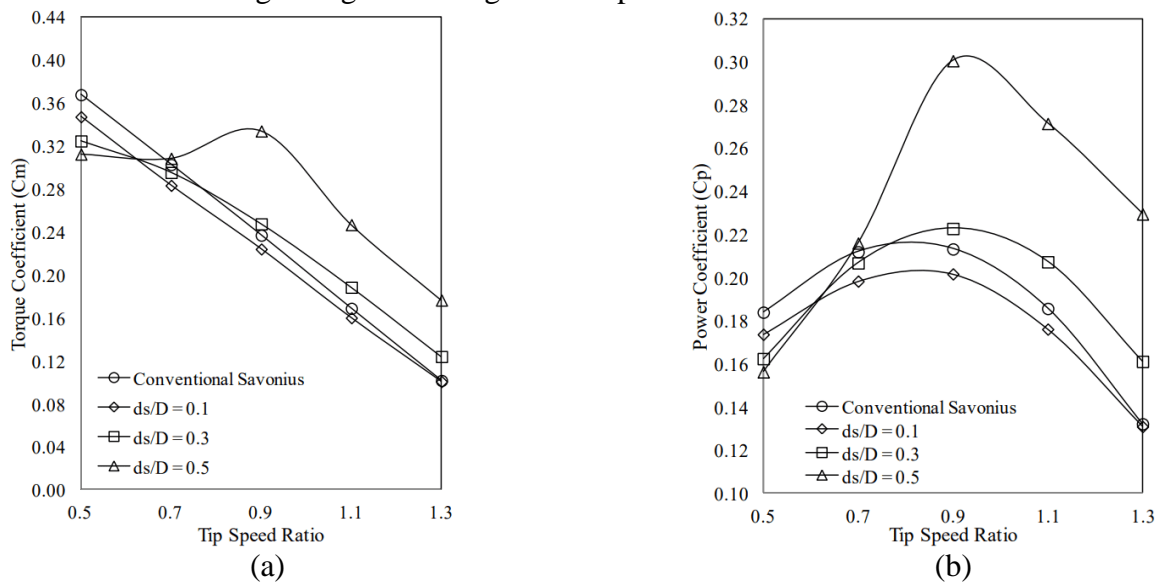
Boundary condition dan domain komputasi ditunjukkan pada Gambar 2.22(a) dan skema posisi silinder sirkular terhadap turbin ditunjukkan pada Gambar 2.22(b). Simulasi dilakukan pada ANSYS 17.00 dengan *meshing quadrilateral*. Mula-mula dilakukan validasi terhadap data eksperimen, kemudian dilakukan validasi kembali dengan perubahan fluida kerja dari udara menjadi air. Setelah validasi didapatkan, simulasi dilakukan dengan silinder sirkular di depan sudu *advancing*. Diameter sudu turbin (D) ditentukan sebesar 0,4 m, rasio jarak silinder sirkular terhadap diameter sudu (S/D) ditentukan sebesar 0,95, dan kecepatan *free stream* dijaga konstan pada 0,22 m/s. Simulasi dilakukan untuk *tip speed ratio* (λ) 0,5 hingga 1,3.



Gambar 2.23 Grafik (a) *Torque Coefficient* (C_m) dan (b) *Power Coefficient* (C_p) terhadap *Tip Speed Ratio* dengan Variasi $ds/D = 0,1, 0,3, \text{ dan } 0,5$ untuk $\gamma = 0^\circ$ (Setiawan, et al., 2019).

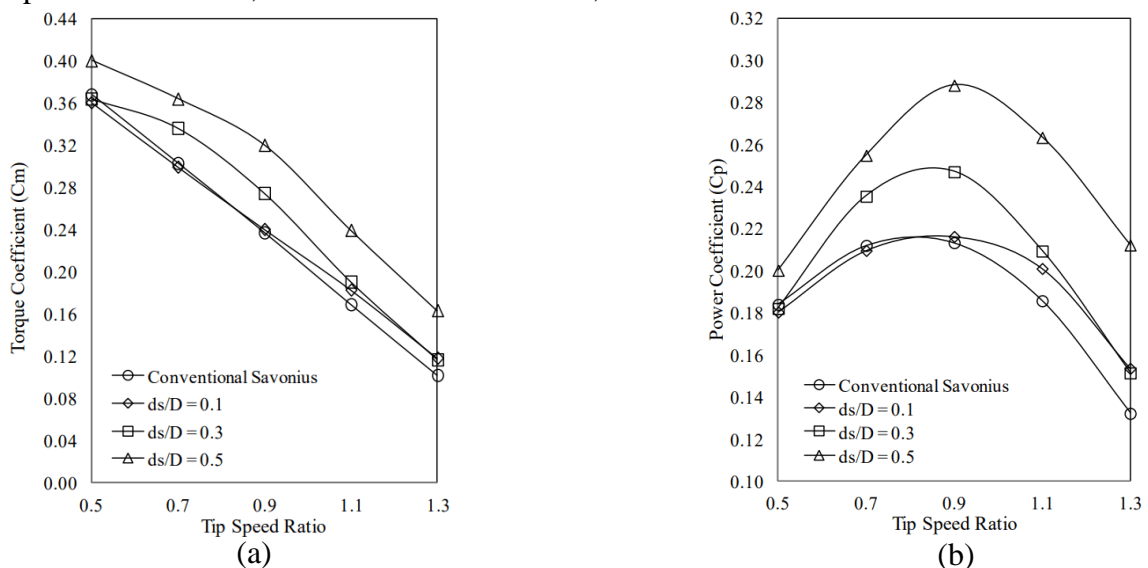
Grafik *torque coefficient* (C_m) terhadap *tip speed ratio* (λ) pada $\gamma = 0^\circ$ ditunjukkan pada Gambar 2.23(a). Grafik *power coefficient* (C_p) terhadap *tip speed ratio* (λ) pada $\gamma = 0^\circ$ ditunjukkan pada Gambar 2.23(b). Berdasarkan kedua grafik tersebut, pemasangan silinder

sirkular menurunkan C_m dan C_p turbin bila dibandingkan dengan turbin konvensional. Semakin besar nilai ds/D maka C_m dan C_p semakin menurun karena peningkatan diameter silinder semakin menghalangi aliran angin mencapai turbin.



Gambar 2.24 Grafik (a) *Torque Coefficient* (C_m) dan (b) *Power Coefficient* (C_p) terhadap *Tip Speed Ratio* dengan Variasi $ds/D = 0,1, 0,3, \text{ dan } 0,5$ untuk $\gamma = 30^\circ$ (Setiawan, et al., 2019).

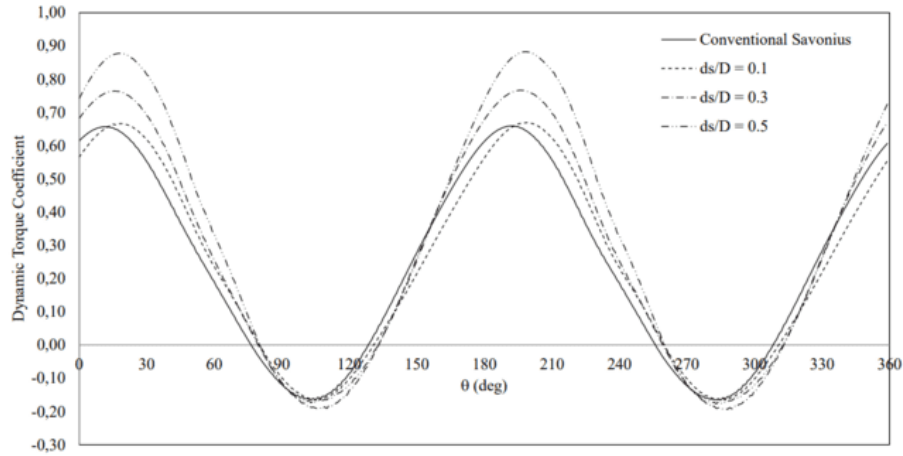
Grafik *torque coefficient* (C_m) terhadap *tip speed ratio* (λ) pada $\gamma = 30^\circ$ ditunjukkan pada Gambar 2.24(a). Grafik *power coefficient* (C_p) terhadap *tip speed ratio* (λ) pada $\gamma = 30^\circ$ ditunjukkan pada Gambar 2.24(b). Peningkatan nilai ds/D akan meningkatkan C_m dan C_p untuk λ lebih dari 0,7. Pada λ sebesar 0,9 hingga 1,3, turbin dengan $ds/D = 0,3$ dan 0,5 memiliki C_m dan C_p lebih tinggi dari turbin konvensional. Maksimum C_m dan C_p didapatkan pada ds/D sebesar 0,5. Bila dibandingkan dengan turbin konvensional, peningkatan C_p maksimum didapatkan sebesar 41,18% untuk ds/D sebesar 0,5.



Gambar 2.25 Grafik (a) *Torque Coefficient* (C_m) dan (b) *Power Coefficient* (C_p) terhadap *Tip Speed Ratio* dengan Variasi $Ds/D = 0,1, 0,3, \text{ dan } 0,5$ untuk $\gamma = 60^\circ$ (Setiawan, et al., 2019).

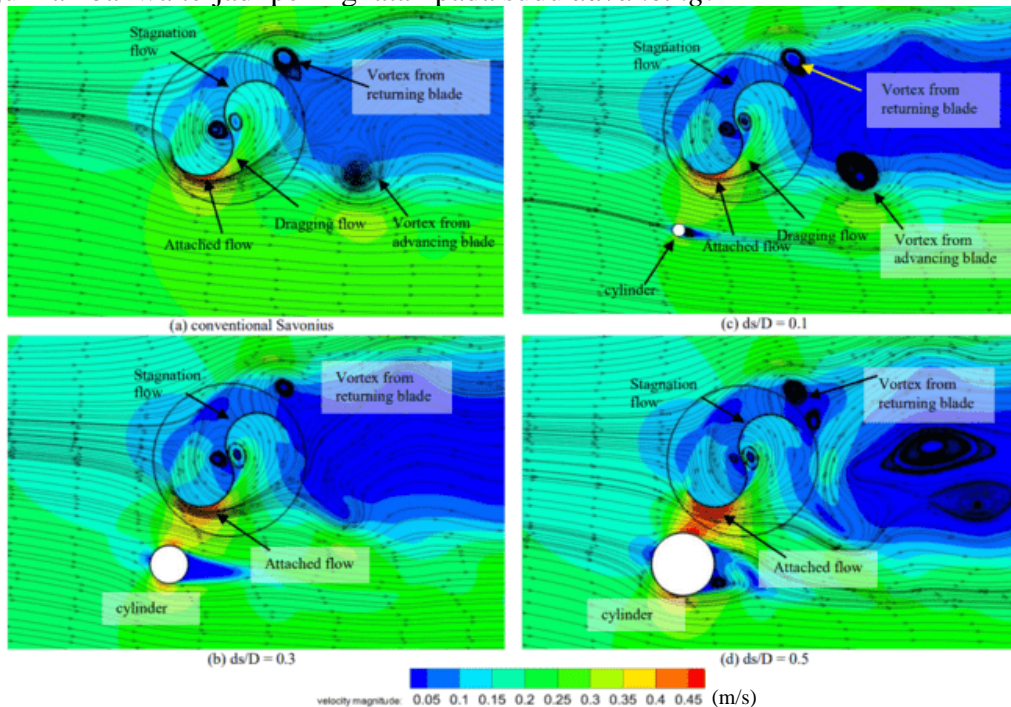
Grafik *torque coefficient* (C_m) terhadap *tip speed ratio* (λ) pada $\gamma = 60^\circ$ ditunjukkan pada Gambar 2.25(a). Grafik *power coefficient* (C_p) terhadap *tip speed ratio* (λ) pada $\gamma = 60^\circ$

ditunjukkan pada Gambar 2.25(b). Nilai C_m dan C_p meningkat seiring meningkatnya nilai ds/D . Untuk λ lebih dari 0,9, nilai C_m dan C_p pada turbin dengan silinder lebih tinggi daripada turbin konvensional. Maksimum C_m dan C_p didapatkan pada ds/D sebesar 0,5. Bila dibandingkan dengan turbin konvensional, peningkatan C_p maksimum didapatkan sebesar 35,29% untuk ds/D sebesar 0,5.



Gambar 2.26 Grafik Koefisien Torsi Dinamis terhadap Sudut Sudu untuk $\gamma = 60^\circ$ (Setiawan, et al., 2019).

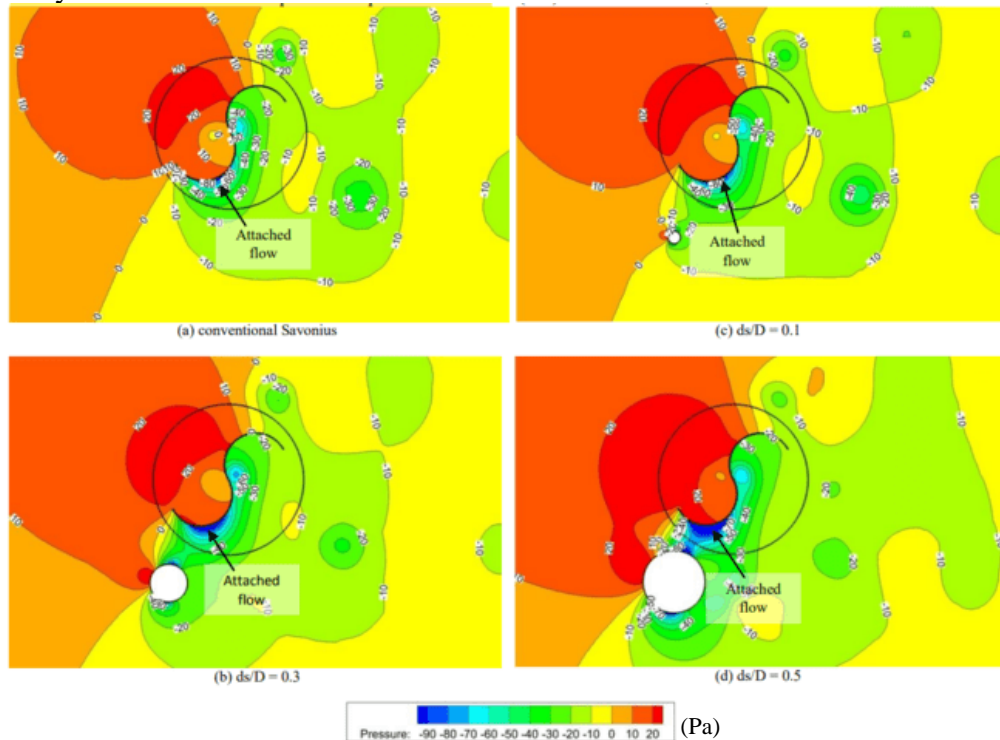
Grafik koefisien torsi dinamis terhadap sudut sudu (θ) untuk $\gamma = 60^\circ$ ditunjukkan pada Gambar 2.26. Seiring meningkatnya ds/D , titik maksimum koefisien torsi juga meningkat. Koefisien torsi dinamis maksimum terjadi pada $ds/D = 0,5$. Pemasangan silinder sirkular mampu meningkatkan koefisien torsi dinamis pada sudut sudu 0° hingga 90° . Hal ini menunjukkan bahwa terjadi peningkatan pada sudu *advancing*.



Gambar 2.27 Pathline Kecepatan untuk $\gamma = 60^\circ$, $\theta = 30^\circ$, dan $\lambda = 0,9$ (Setiawan, et al., 2019).

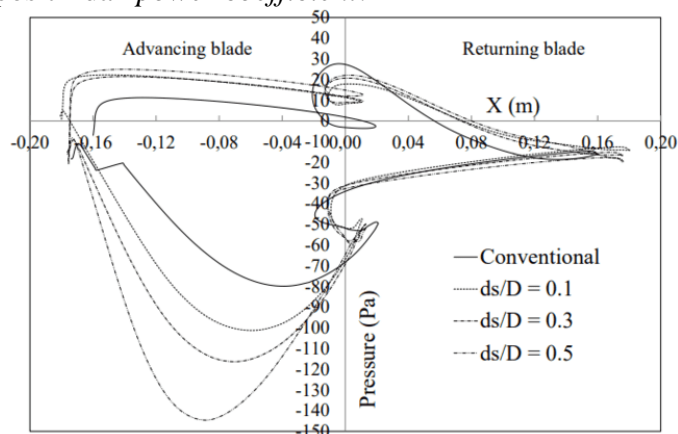
Gambar 2.27 menunjukkan *pathline* kecepatan untuk *stagger angle* (γ) = 60° , sudut sudu (θ) = 30° , dan *tip speed ratio* (λ) = 0,9. Silinder dengan ds/D sebesar 0,1 menghasilkan performa yang sama dengan turbin konvensional. Silinder dengan ds/D sebesar 0,3 dan 0,5 lebih efektif

untuk meningkatkan performa turbin. Pemasangan silinder dengan ds/D bernilai 0,3 dan 0,5 menyebabkan hilangnya *vortex* dari sudu *advancing*. Di samping itu, pada aliran *attached* akan terjadi peningkatan kecepatan. Hal ini karena silinder dengan diameter yang besar mampu mengurangi celah antara silinder dan turbin sehingga kecepatan di belakang sudu *advancing* semakin meningkat. Kecepatan di daerah aliran *attached* semakin meningkat seiring meningkatnya diameter silinder sirkular.



Gambar 2.28 Kontur Tekanan untuk $\gamma = 60^\circ$, $\theta = 30^\circ$, dan $\lambda = 0,9$ (Setiawan, et al., 2019).

Gambar 2.28 menunjukkan kontur tekanan untuk *stagger angle* (γ) = 60° , sudut sudu (θ) = 30° , dan *tip speed ratio* (λ) = 0,9. Didapatkan bahwa silinder sirkular berkontribusi untuk mengurangi tekanan di daerah aliran *attached*. Penurunan pada daerah aliran *attached* akan meningkatkan torsi positif dan *power coefficient*.



Gambar 2.29 Distribusi Tekanan pada Permukaan Sudu untuk $\gamma = 60^\circ$, $\theta = 30^\circ$, dan $\lambda = 0,9$ (Setiawan, et al., 2019).

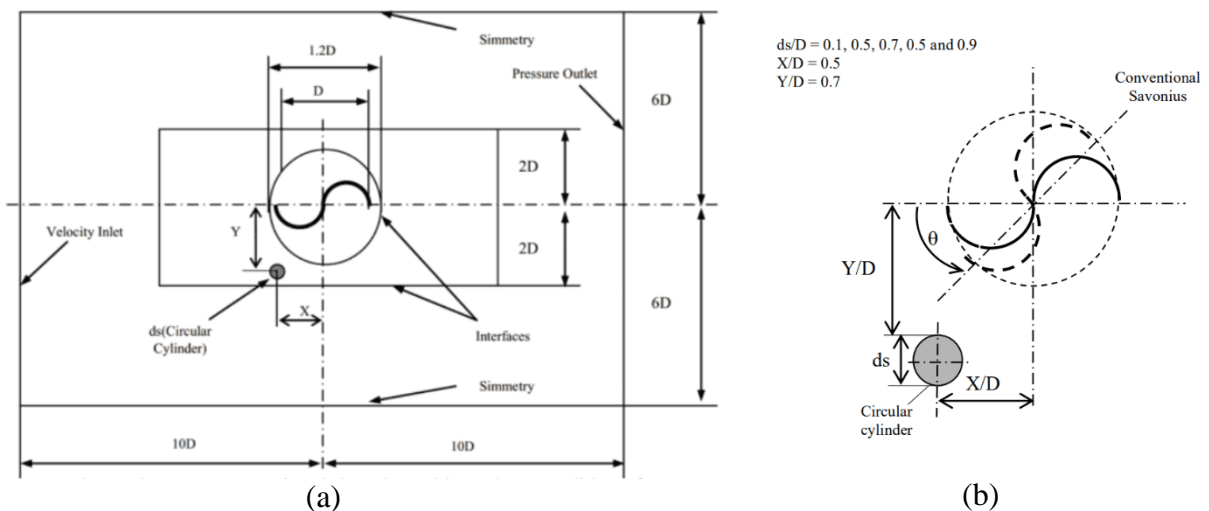
Distribusi tekanan pada permukaan sudu untuk *stagger angle* (γ) = 60° , sudut sudu (θ) = 30° , dan *tip speed ratio* (λ) = 0,9 ditunjukkan pada Gambar 2.29. Didapatkan bahwa perbedaan tekanan tertinggi antara sisi depan dan belakang terjadi saat ds/D sebesar 0,5. Pada

sisi cekung sudu *advancing*, tekanan tertinggi didapatkan saat ds/D sebesar 0,5 dan pada sisi cembung sudu *advancing*, tekanan terendah juga didapatkan saat ds/D sebesar 0,5. Maka, variasi ds/D sebesar 0,5 menghasilkan *net pressure drag* tertinggi dan torsi di sudu *advancing* tertinggi.

Pada penelitian ini dapat disimpulkan bahwa penambahan silinder di samping sudu *advancing* mampu meningkatkan performa turbin. Konfigurasi d/D sebesar 0,5 memberikan *torque coefficient* dan performa tertinggi pada *stagger angle* 30° dan 60° . *Torque coefficient* berkurang saat *stagger angle* sebesar 0° karena silinder menghalangi aliran menuju *downstream*. *Net pressure* antara sisi depan dan belakang bernilai maksimum pada d/D sebesar 0,5. Performa turbin Savonius meningkat sebesar 41,18% lebih dari turbin konvensional saat *stagger angle* bernilai 30° dan *tip speed ratio* bernilai 0,9.

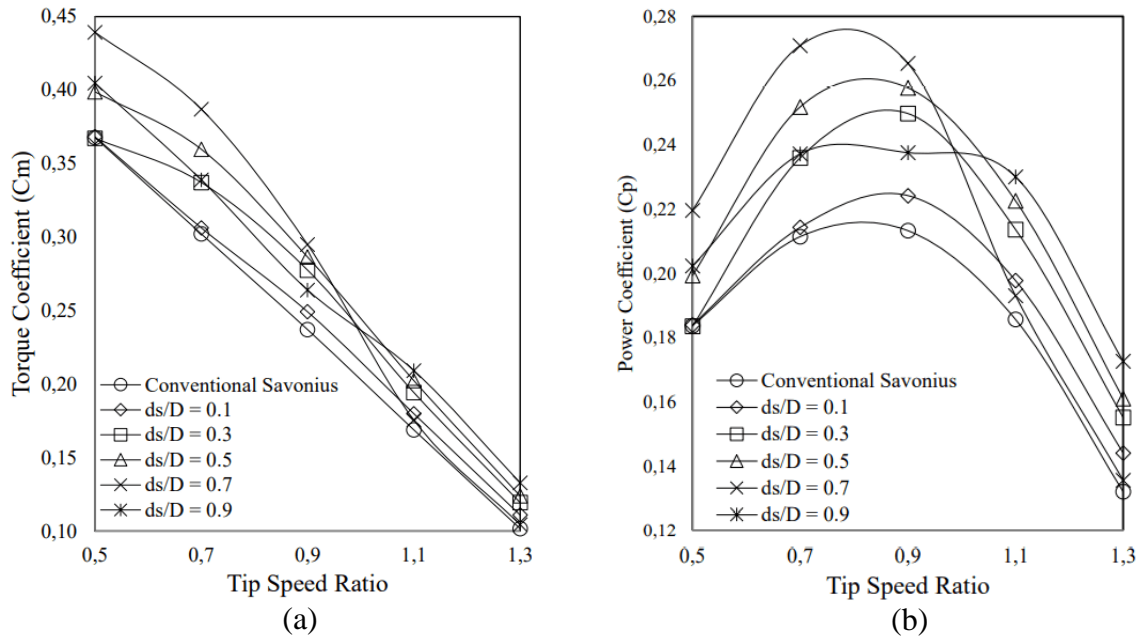
2.13.4 Analisis Aliran pada Silinder Sirkular di Samping Sudu *Advancing* terhadap Performa Turbin Hidrokinetik Savonius

Penelitian oleh Setiawan, et al. (2019) mengenai peningkatan performa turbin air Savonius dilakukan untuk menentukan ukuran optimal silinder sirkular yang diletakkan di samping sudu *advancing* turbin. Rasio diameter silinder terhadap diameter sudu turbin (ds/D) divariasikan sebesar 0,1, 0,3, 0,5, 0,7, dan 0,9 dan dilihat pengaruhnya terhadap *coefficient of torque* dan *coefficient of power*. Kemudian diberikan visualisasi struktur *velocity pathline*, kontur tekanan, dan distribusi tekanan pada permukaan sudu. Hasil tersebut dibandingkan dengan turbin konvensional.



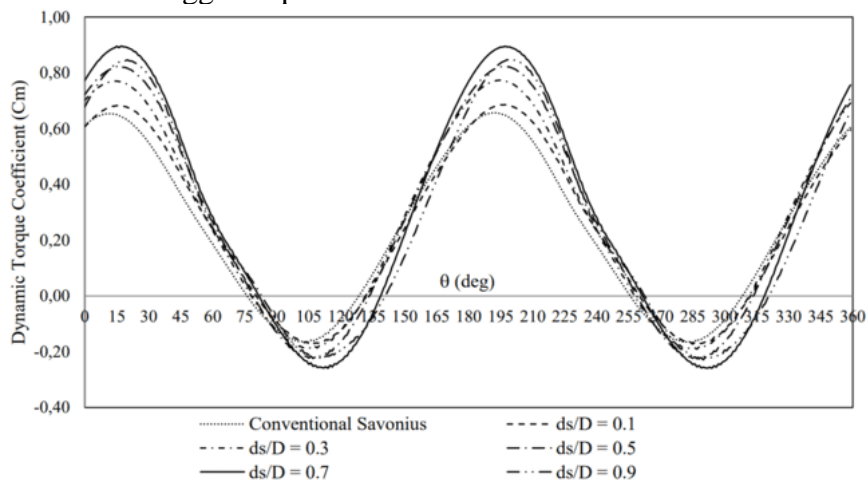
Gambar 2.30 Skema Simulasi (a) Domain Komputasi dan *Boundary Condition* (b) Posisi Silinder Sirkular (Setiawan, et al., 2019).

Boundary condition dan domain komputasi ditunjukkan pada Gambar 2.30(a). Simulasi dilakukan dengan ANSYS 17.0 dengan *meshing quadrilateral* dan pemodelan turbulensi *realizable k-ε*. Validasi dilakukan terhadap data eksperimen, kemudian validasi dilakukan kembali dengan perubahan fluida kerja dari udara menjadi air. Setelah validasi didapatkan, simulasi dilakukan dengan penambahan silinder sirkular di samping sudu *advancing* seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.30(b). Diameter sudu turbin (D) ditentukan sebesar 0,4 m, rasio jarak silinder sirkular pada arah x terhadap diameter sudu (X/D) ditentukan sebesar 0,5, rasio jarak silinder sirkular pada arah y terhadap diameter sudu (Y/D) ditentukan sebesar 0,7, dan kecepatan *free stream* dibuat konstan pada 0,22 m/s. Simulasi dilakukan untuk *tip speed ratio* (λ) bervariasi sebesar 0,5, 0,7, 0,9, 1,1, dan 1,3.



Gambar 2.31 Grafik (a) *Torque Coefficient* (C_m) dan (b) *Power Coefficient* (C_p) terhadap *Tip Speed Ratio* dengan Variasi $ds/D = 0,1, 0,3, 0,5, 0,7$ dan $0,9$ (Setiawan, et al., 2019).

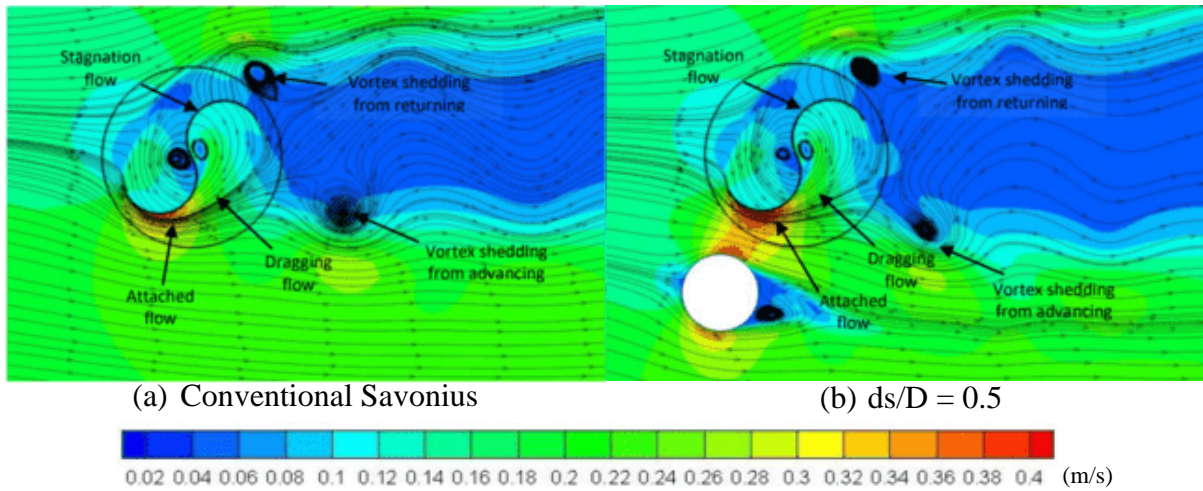
Grafik *torque coefficient* (C_m) terhadap *tip speed ratio* (λ) untuk variasi ds/D ditunjukkan pada Gambar 2.31(a). Bila dibandingkan dengan turbin konvensional, penambahan silinder sirkular mampu meningkatkan C_m dan C_p . C_m meningkat seiring meningkatnya ds/D hingga ds/D sebesar $0,7$ dan C_m maksimum terjadi pada ds/D sebesar $0,7$. Kemudian C_m mengalami penurunan seiring meningkatkannya ds/D untuk ds/D lebih dari $0,7$. Grafik *power coefficient* (C_p) terhadap *tip speed ratio* (λ) untuk variasi ds/D ditunjukkan pada Gambar 2.31(b). Didapatkan C_p tertinggi saat ds/D sebesar $0,7$ dan λ sebesar $0,7$ dengan peningkatan C_p mencapai 28% lebih tinggi daripada turbin konvensional.



Gambar 2.32 Grafik Koefisien Torsi Dinamis pada *Tip Speed Ratio* Sebesar $0,9$ (Setiawan, et al., 2019).

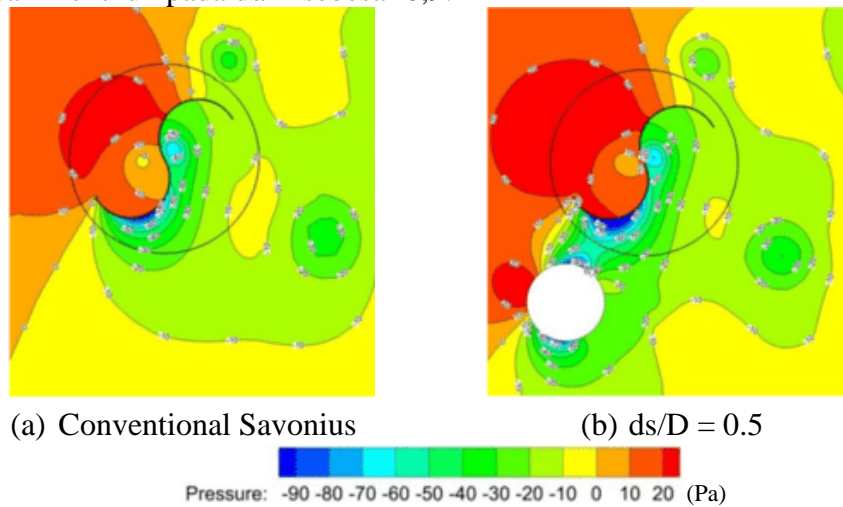
Gambar 2.32 menunjukkan grafik koefisien torsi dinamis dalam satu rotasi pada *tip speed ratio* sebesar $0,9$. Seiring meningkatnya ds/D , puncak koefisien torsi dinamis akan meningkat dan performa turbin juga akan meningkat. Pada sudut 30 hingga 120 derajat, peningkatan koefisien torsi dinamis terbaik didapatkan pada ds/D sebesar $0,7$ dan diikuti

dengan ds/D sebesar 0,9. Pada sudut 105 hingga 195 derajat, koefisien torsi dinamis maksimum terjadi pada ds/D bernilai 0,7.



Gambar 2.33 *Pathline* Kecepatan untuk Turbin Konvensional dan Turbin dengan Variasi ds/D pada $\lambda = 0,9$ dan Sudut Sudu = 30° (Setiawan, et al., 2019).

Pathline kecepatan untuk λ senilai 0,9 dan sudut sudu sebesar 30° pada turbin konvensional dan turbin dengan variasi ds/D ditunjukkan pada Gambar 2.33. Celah di antara silinder dan sudu *advancing* mengakibatkan aliran dipercepat sehingga momentum aliran meningkat. Daerah aliran *attached* mengalami peningkatan kecepatan seiring meningkatnya ds/D dari silinder sirkular hingga daerah dengan kecepatan maksimum didapatkan untuk ds/D sebesar 0,7 dan menurun pada ds/D sebesar 0,9.

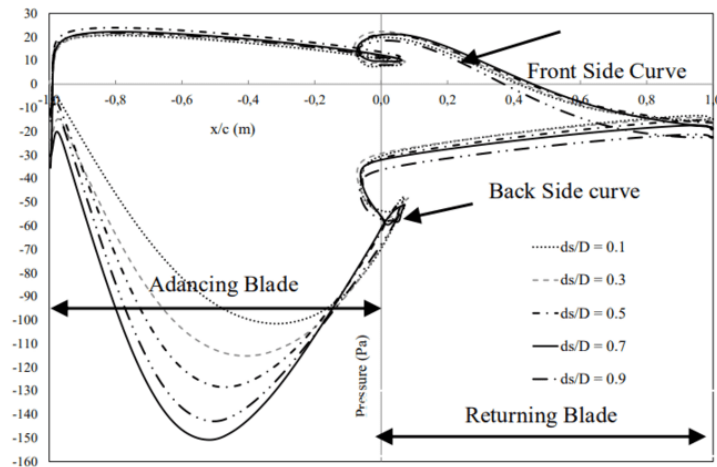


Gambar 2.34 Kontur Tekanan untuk Turbin Konvensional dan Turbin dengan Variasi ds/D pada $\lambda = 0,9$ dan Sudut Sudu = 30° (Setiawan, et al., 2019).

Kontur tekanan untuk λ senilai 0,9 dan sudut sudu sebesar 30° pada turbin konvensional dan turbin dengan variasi ds/D ditunjukkan pada Gambar 2.34. Kontur tekanan menunjukkan pemasangan silinder sirkular menyebabkan penurunan tekanan pada daerah aliran *attached* atau sisi cembung sudu *advancing*. Penurunan tekanan di belakang sudu *advancing* akan meningkatkan torsi positif sehingga daya turbin juga meningkat.

Distribusi tekanan pada permukaan sudu untuk sudut sudu (θ) = 30° dan *tip speed ratio* (λ) = 0,9 ditunjukkan pada Gambar 2.35. Distribusi tekanan pada sisi depan memiliki nilai yang hampir sama untuk semua variasi ds/D . Distribusi tekanan pada sudu *returning* tidak

dipengaruhi secara signifikan oleh variasi ds/D . Pada sisi belakang sudu *advancing*, tekanan terendah didapatkan saat ds/D sebesar 0,7. Tekanan negatif pada grafik menunjukkan bahwa silinder sirkular meningkatkan kecepatan di belakang sudu *advancing*.

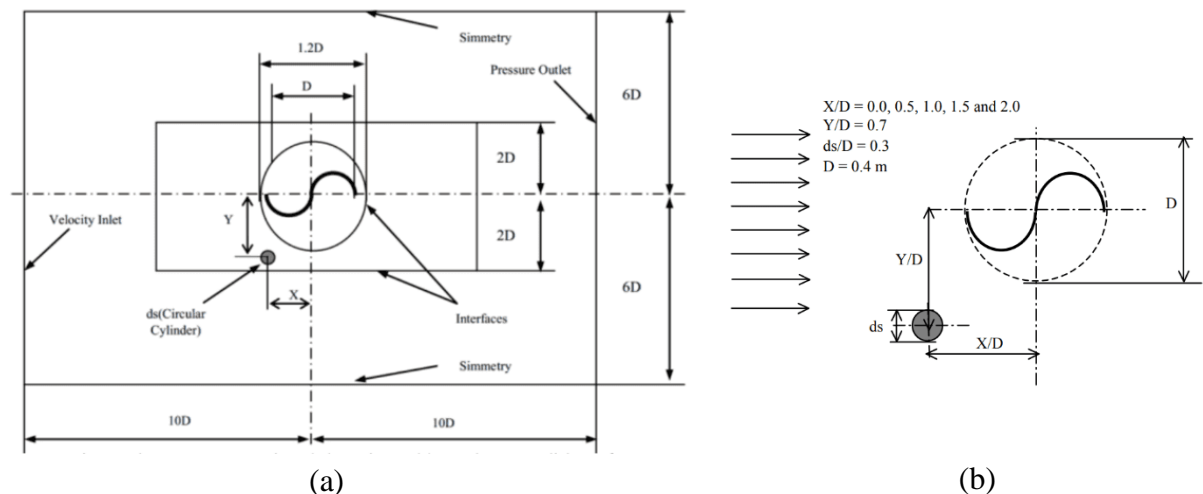


Gambar 2.35 Distribusi Tekanan pada Permukaan Sudu untuk $\theta = 30^\circ$ dan $\lambda = 0,9$ (Setiawan, et al., 2019).

Pada penelitian ini dapat disimpulkan bahwa pemasangan silinder di samping sudu *advancing* menyebabkan perubahan kecepatan pada daerah aliran *attached* sehingga terjadi *pressure drop* di belakang sudu *advancing*. Hal ini menyebabkan peningkatan pada *net pressure* sehingga tekanan *drag* pada sudu *advancing* juga meningkat. Kecepatan maksimum dicapai saat ds/D bernilai 0,7 dan didapatkan *coefficient of power* (CoP) tertinggi saat *tip speed ratio* bernilai 0,7. Peningkatan CoP mencapai 28% lebih besar daripada turbin konvensional.

2.13.5 Studi Numerik Pengaruh Silinder Sirkular di Samping Sudu *Advancing* terhadap Performa Turbin Air Sumbu Vertikal Savonius dengan Variasi Jarak Horizontal

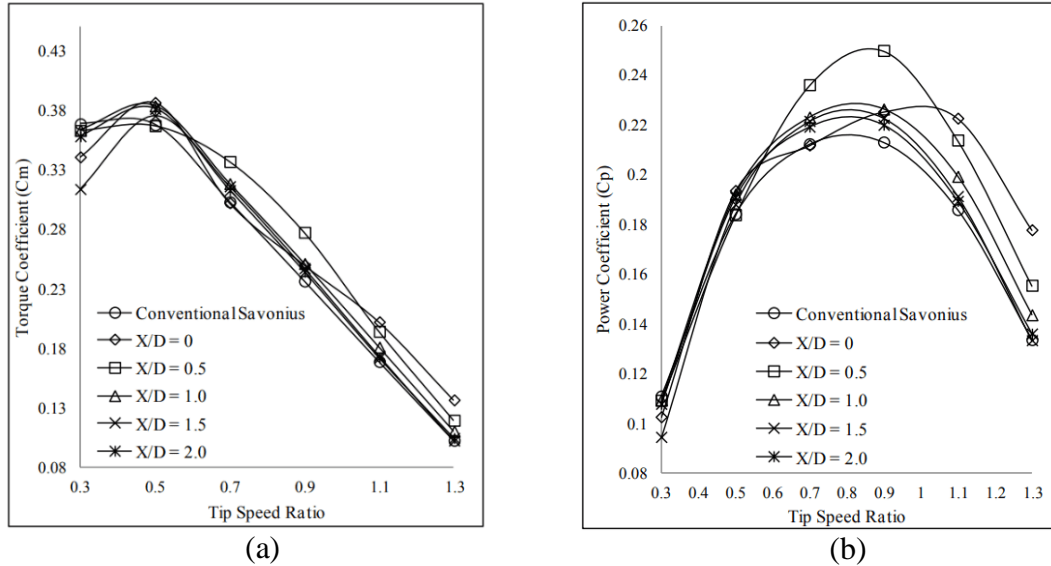
Studi numerik oleh Setiawan, et al. (2019) mengenai peningkatan performa turbin air Savonius dilakukan untuk menentukan posisi terbaik silinder sirkular di samping sudu *advancing* turbin air Savonius dengan memvariasikan jarak horizontal (X/D). Jarak horizontal (X/D) divariasikan dari 0,0 hingga 2,0 dengan kenaikan sebesar 0,5.



Gambar 2.36 Skema Simulasi (a) Domain Komputasi dan *Boundary Condition* (b) Posisi Silinder Sirkular (Setiawan, et al., 2019).

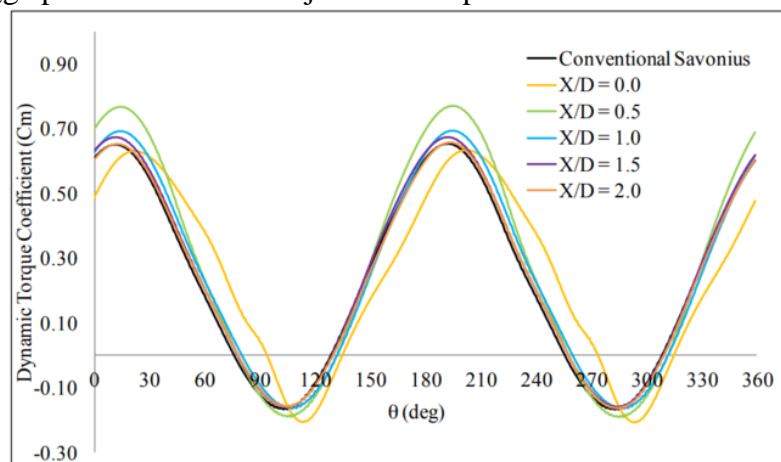
Pada simulasi yang dilakukan, *boundary condition* dan domain komputasi ditunjukkan pada Gambar 2.36(a). Simulasi dilakukan menggunakan perangkat lunak ANSYS 17.0 dengan elemen *meshing quadrilateral*. Validasi dilakukan terhadap data eksperimen. Setelah validasi

didapatkan, simulasi dilakukan dengan penambahan silinder sirkular di samping sudu *advancing* seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.36 (b). Diameter sudu turbin ditentukan sebesar 0,4 m, rasio diameter silinder terhadap diameter sudu turbin (d_s/D) ditentukan sebesar 0,3, dan jarak vertikal (Y/D) dibuat konstan sebesar 0,7. Kecepatan *inlet* dijaga konstan pada 0,22 m/s. Simulasi dilakukan pada *tip speed ratio* (λ) yang bervariasi sebesar 0,3 hingga 1,3.



Gambar 2.37 Grafik (a) *Torque Coefficient* (C_m) dan (b) *Power Coefficient* (C_p) terhadap *Tip Speed Ratio* dengan Variasi $X/D = 0, 0,5, 1,0, 1,5$ dan $2,0$ (Setiawan, et al., 2019).

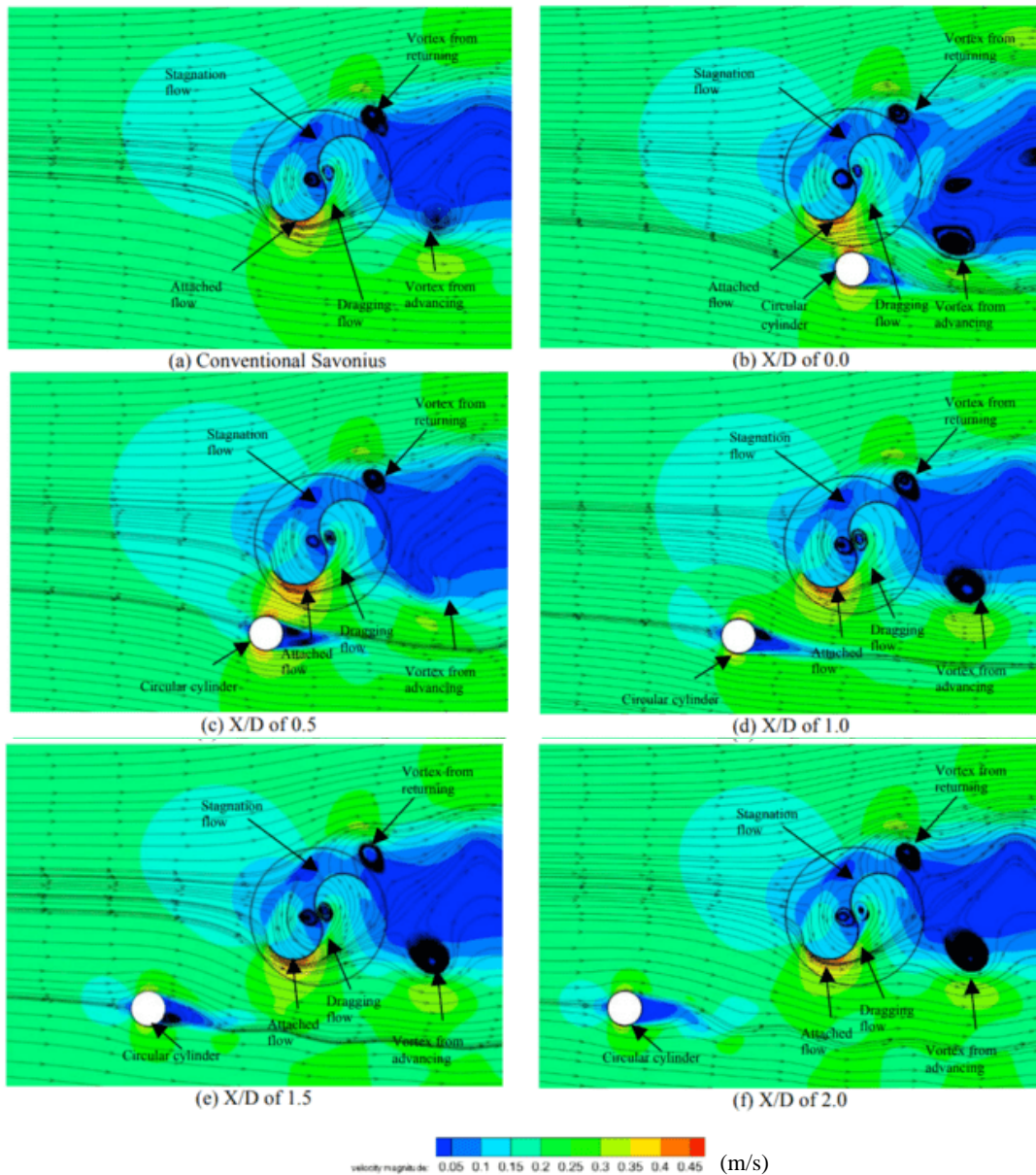
Grafik *torque coefficient* (C_m) terhadap *tip speed ratio* (λ) ditunjukkan pada Gambar 2.37(a) dan grafik *power coefficient* (C_p) terhadap *tip speed ratio* (λ) ditunjukkan pada Gambar 2.37(b). Berdasarkan grafik-grafik tersebut, pemasangan silinder sirkular di samping sudu *advancing* mempengaruhi performa turbin. *Power coefficient* (C_p) dari turbin cenderung meningkat ketika X/D meningkat hingga X/D bernilai 0,5, kemudian C_p menurun ketika X/D lebih dari 0,5. C_p maksimum sebesar 0,25 dicapai pada X/D sebesar 0,5 dan λ sebesar 0,9 dengan peningkatan C_p sebesar 17,31% daripada turbin konvensional. Ketika silinder sirkular dipasang pada X/D sebesar 2,0, performa turbin menurun dan pengaruh silinder sirkular juga menurun sehingga performa turbin menjadi sama seperti turbin konvensional.



Gambar 2.38 Koefisien Torsi Dinamis pada $\lambda = 0,9$ (Setiawan, et al., 2019).

Koefisien torsi dinamis pada $\lambda = 0,9$ sebagai fungsi dari sudut sudu ditunjukkan pada Gambar 2.38. Puncak koefisien torsi dinamis tertinggi terjadi pada X/D sebesar 0,5 kemudian puncak koefisien torsi dinamis mengalami penurunan seiring meningkatnya X/D . Untuk X/D

bernilai 0, posisi puncak koefisien torsi dinamis bergeser ke kanan bila dibandingkan dengan grafik koefisien torsi dinamis untuk X/D yang lain. Peningkatan nilai torsi ditunjukkan pada daerah *advancing* pada rentang sudut 0° hingga 90° .



Gambar 2.39 *Pathline* Kecepatan dengan Variasi X/D untuk $\theta = 30^\circ$ dan $\lambda = 0,9$ (Setiawan, et al., 2019).

Gambar 2.39 menunjukkan *pathline* kecepatan dengan variasi X/D untuk sudut sudu (θ) sebesar 30° dan *tip speed ratio* (λ) sebesar 0,9. Celah antara silinder sirkular dan sudu *advancing* turbin Savonius mampu meningkatkan momentum aliran atau kecepatan air yang melewatinya. Kecepatan pada daerah aliran *attached* akan meningkat dan tekanan pada sisi cembung sudu *advancing* akan menurun sehingga torsi positif turbin dan performa turbin juga meningkat. Pemasangan silinder sirkular pada X/D sebesar 0,5 menghasilkan kecepatan pada daerah aliran *attached* tertinggi atau tekanan terendah. Hal ini menyebabkan torsi positif meningkat dan performa maksimum terjadi pada X/D sebesar 0,5. Sementara itu, pada X/D sebesar 1,0 hingga 2,0, *vortex* yang terbentuk sama dengan turbin konvensional sehingga performa turbin akan menurun dan kembali seperti turbin konvensional.

Pada penelitian ini dapat disimpulkan bahwa pemasangan silinder di samping sudu *advancing* pada rentang X/D antara 0 dan 2 mampu meningkatkan *coefficient of torque* dan *coefficient of power* (CoP) dari turbin Savonius. CoP maksimum terjadi saat X/D sebesar 0,5. Kenaikan CoP sebesar 17,31% bila dibandingkan dengan turbin konvensional didapatkan ketika *tip speed ratio* sebesar 0,9. Pada X/D sebesar 0,5 hingga 2, performa turbin Savonius menurun karena *vortex* yang terbentuk sama dengan turbin Savonius konvensional.

2.13.6 Perbandingan Penelitian

Perbandingan antara penelitian terdahulu yang digunakan sebagai referensi dengan penelitian yang kali ini akan dilakukan ditunjukkan pada Tabel 2.1 berikut

Tabel 2.1 Perbandingan Penelitian

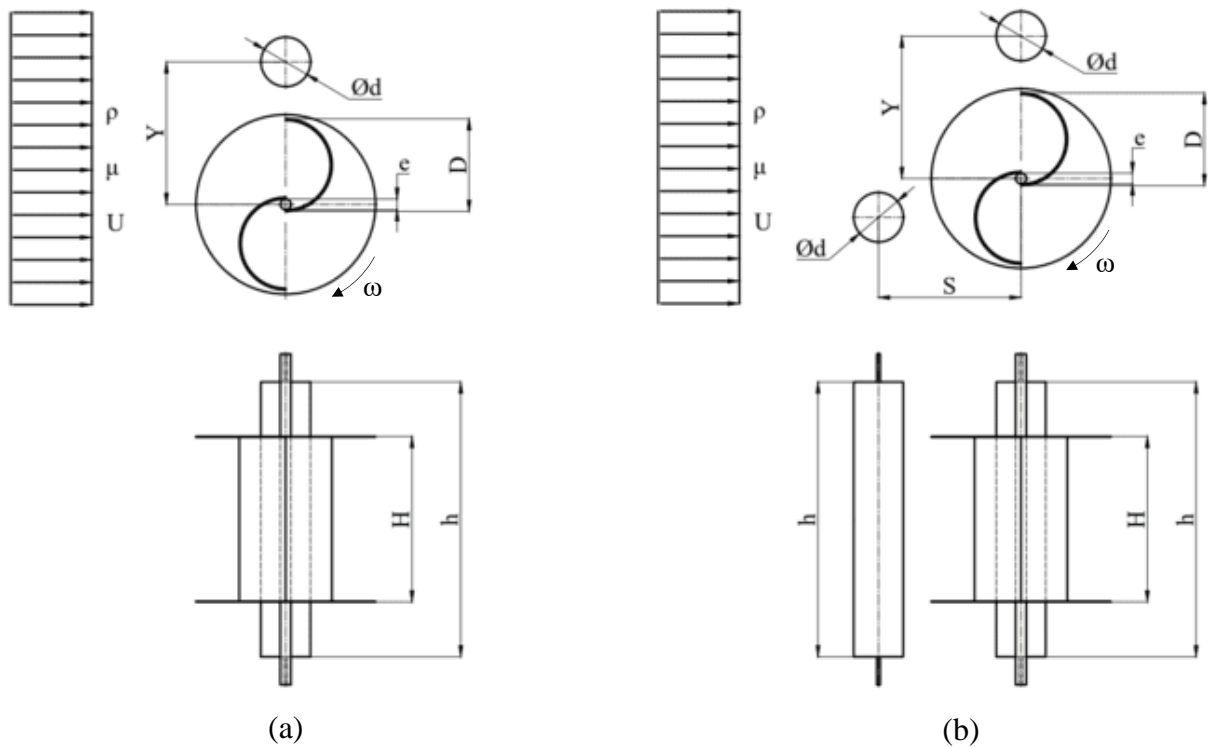
	Triyogi, et al. (2020)	Sakti dan Triyogi (2021)	Setiawan, et al. (2019)	Setiawan, et al. (2019)	Setiawan, et al. (2019)	Shabrina (2022)
Jenis penelitian	Eksperimen	Eksperimen dan numerik	Numerik	Numerik	Numerik	Eksperimen
Jenis turbin	Turbin angin Savonius	Turbin angin Savonius	Turbin air Savonius	Turbin air Savonius	Turbin air Savonius	Turbin angin Savonius
Posisi silinder sirkular	Di depan sudu <i>returning</i>	Di depan sudu <i>returning</i>	Di samping sudu <i>advancing</i>	Di samping sudu <i>advancing</i>	Di samping sudu <i>advancing</i>	Di samping sudu <i>advancing</i> dan di depan sudu <i>returning</i>
Variabel bebas	S/D	-	d/D dan γ	d/D	X/D	U
Perhitungan torsi dinamis	<i>Brake rope dynamometer</i>	<i>Brake rope dynamometer</i> dan simulasi numerik	Simulasi numerik	Simulasi numerik	Simulasi numerik	<i>Brake rope dynamometer</i>

Berdasarkan Tabel 2.1 tersebut, penelitian dengan pemasangan silinder sirkular di samping sudu *advancing* dan di depan sudu *returning* belum pernah dilakukan. Pemasangan silinder sirkular di samping sudu *advancing* diharapkan mampu meningkatkan *pressure drag* pada sudu *advancing*. Di samping itu, pemasangan silinder sirkular di depan sudu *returning* diharapkan mampu menurunkan *pressure drag* pada sudu *returning*. Dengan adanya dua hal tersebut, perbedaan gaya *drag* pada sudu *advancing* dan sudu *returning* akan semakin meningkat sehingga daya yang dihasilkan turbin angin Savonius juga semakin meningkat.

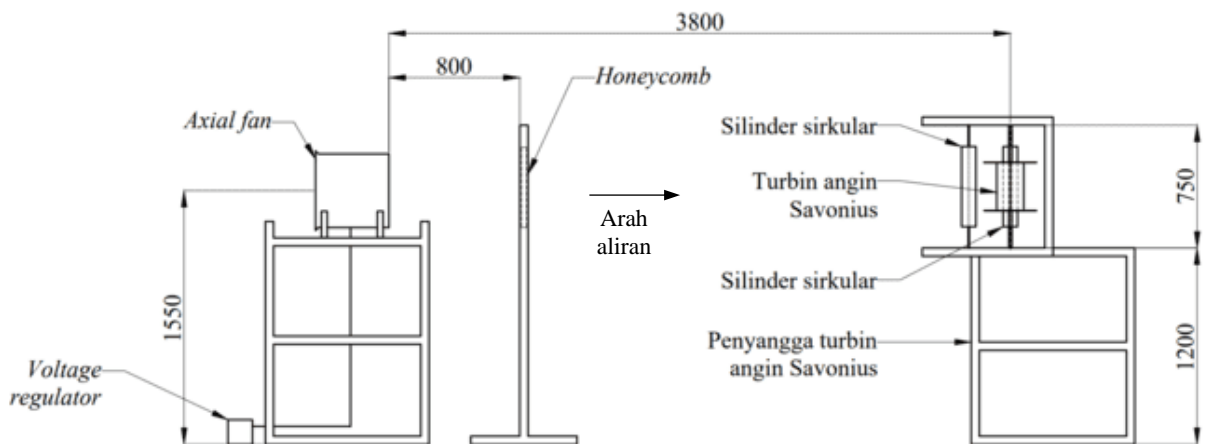
BAB III METODE PENELITIAN

3.1 Analisis Parameter

Parameter-parameter yang terdapat pada penelitian ini antara lain massa jenis udara (ρ), viskositas udara (μ), kecepatan aliran udara (U), tinggi turbin angin Savonius (H), diameter sudu turbin angin Savonius (D), diameter poros turbin angin Savonius (e), kecepatan putaran turbin angin Savonius (ω), panjang silinder sirkular (h), diameter silinder sirkular (d), jarak pusat silinder sirkular dan pusat sudu *advancing* (Y), dan jarak pusat silinder sirkular dan pusat sudu *returning* (S). Nilai Y/D dan S/D ditentukan sebesar 1,42 dan nilai d/D ditentukan sebesar 0,5. Penelitian dilakukan dengan dua macam konfigurasi yang ditunjukkan pada Gambar 3.1. Skema penelitian ditunjukkan pada Gambar 3.2.



Gambar 3.1 Konfigurasi Penelitian (a) Pertama dan (b) Kedua



Gambar 3.2 Skema Penelitian

3.2 Analisis Dimensi

Analisis dimensi dilakukan untuk mengetahui parameter-parameter yang memengaruhi hasil penelitian. Analisis dimensi dilakukan menggunakan metode *buckingham pi theorem*.

3.2.1 Analisis Dimensi *Coefficient of Power*

Analisis dimensi dari *coefficient of power* dilakukan dengan langkah-langkah berikut

1. Parameter-parameter yang memengaruhi daya ditentukan sebagai berikut.

$$P = f(\rho, \mu, U, H, D, e, \omega, h, d, Y, S) \quad (3.1)$$

Jumlah parameter (n) = 12

- P : daya (J/s)
- ρ : massa jenis udara (kg/m^3)
- μ : viskositas udara (N.s/m^2)
- U : kecepatan aliran udara (m/s)
- H : tinggi turbin angin Savonius (m)
- D : diameter sudu turbin angin Savonius (m)
- e : diameter poros turbin angin Savonius (m)
- ω : kecepatan putaran turbin angin Savonius (rad/s)
- h : panjang silinder sirkular (m)
- d : diameter silinder sirkular (m)
- Y : jarak pusat silinder sirkular dan pusat sudu *advancing* (m)
- S : jarak pusat silinder sirkular dan pusat sudu *returning* (m)

2. Grup dimensi primer ditentukan sebagai M, L, dan t.
3. Parameter-parameter yang telah ditentukan dituliskan dalam dimensi primer seperti yang ditunjukkan pada Tabel 3.1.

Tabel 3.1 Parameter Daya dan Parameter yang Memengaruhi Daya dalam Dimensi Primer

P	ρ	μ	U	H	D	e	ω	h	d	Y	S
ML^2t^{-3}	ML^{-3}	$\text{ML}^{-1}\text{t}^{-1}$	Lt^{-1}	L	L	L	t^{-1}	L	L	L	L

4. Parameter berulang ditentukan. Dipilih ρ , U, dan D sehingga jumlah parameter berulang (m) sama dengan jumlah parameter dimensi primer (r) yaitu 3.
5. Grup tak berdimensi ditentukan. Jumlah grup tak berdimensi yang dihasilkan adalah nilai n dikurangi m yaitu 9. Diperoleh grup tak berdimensi sebagai berikut

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

$$\Pi_2 = \frac{\mu}{\rho U D}$$

$$\Pi_3 = \frac{H}{D}$$

$$\Pi_4 = \frac{e}{D}$$

$$\Pi_5 = \frac{\omega D}{U}$$

$$\Pi_6 = \frac{h}{D}$$

$$\Pi_7 = \frac{d}{D}$$

$$\Pi_8 = \frac{Y}{D}$$

$$\Pi_9 = \frac{S}{D}$$

Grup tak berdimensi tersebut didefinisikan sebagai

- Π_1 : *coefficient of power* (CoP)
 Π_2 : bilangan Reynolds (Re)
 Π_3 : rasio tinggi turbin angin Savonius dengan diameter sudu turbin angin Savonius
 Π_4 : rasio diameter poros dengan diameter sudu turbin angin Savonius
 Π_5 : *tip speed ratio* (λ)
 Π_6 : rasio panjang silinder sirkular dengan diameter sudu turbin angin Savonius
 Π_7 : rasio diameter silinder sirkular dengan diameter sudu turbin angin Savonius
 Π_8 : rasio jarak pusat silinder sirkular dan pusat sudu *advancing* dengan diameter sudu turbin angin Savonius
 Π_9 : rasio jarak pusat silinder sirkular dan pusat sudu *returning* dengan diameter sudu turbin angin Savonius

Hubungan antara grup tak berdimensi didapatkan sebagai berikut.

$$\Pi_1 = f(\Pi_2, \Pi_3, \Pi_4, \Pi_5, \Pi_6, \Pi_7, \Pi_8, \Pi_9) \quad (3.2)$$

$$\frac{P}{\rho U^3 D^2} = f_1 \left(\frac{\mu}{\rho U D}, \frac{H}{D}, \frac{e}{D}, \frac{\omega D}{U}, \frac{h}{D}, \frac{d}{D}, \frac{Y}{D}, \frac{S}{D} \right) \quad (3.3)$$

Variabel tetap dalam penelitian ini ditentukan berupa $\frac{H}{D}$, $\frac{e}{D}$, $\frac{h}{D}$, dan $\frac{d}{D}$ yang bernilai konstan sehingga persamaan (3.3) menjadi

$$\frac{P}{\rho U^3 D^2} = f_2 \left(\frac{\mu}{\rho U D}, \frac{\omega D}{U}, \frac{Y}{D}, \frac{S}{D} \right) \quad (3.4)$$

Variabel $\frac{\mu}{\rho U D}$ dan $\frac{\omega D}{U}$ divariasikan untuk dianalisis pengaruhnya terhadap CoP turbin angin Savonius. Sementara itu, $\frac{Y}{D}$ dan $\frac{S}{D}$ ditentukan bernilai konstan sebesar 1,42 sehingga persamaan (3.4) menjadi

$$\frac{P}{\rho U^3 D^2} = f_3 \left(\frac{\mu}{\rho U D}, \frac{\omega D}{U} \right) \quad (3.5)$$

Didefinisikan suatu parameter panjang karakteristik $L = 2D - 2t - e$ sehingga L sebanding dengan D . Maka persamaan (3.5) menjadi

$$\frac{P}{\rho U^3 D^2} = f_4 \left(\frac{\mu}{\rho U L}, \frac{\omega L}{U} \right) \quad (3.6)$$

atau

$$\text{CoP} = f_5(\text{Re}, \lambda) \quad (3.7)$$

3.2.2 Analisis Dimensi *Coefficient of Moment*

Analisis dimensi dari *coefficient of moment* dilakukan dengan langkah-langkah berikut

1. Parameter-parameter yang memengaruhi torsi ditentukan sebagai berikut.

$$T = f(\rho, \mu, U, H, D, e, \omega, h, d, Y, S) \quad (3.8)$$

Jumlah parameter (n) = 12

- T : torsi (N.m)
 ρ : massa jenis udara (kg/m^3)
 μ : viskositas udara (N.s/m^2)
 U : kecepatan aliran udara (m/s)
 H : tinggi turbin angin Savonius (m)
 D : diameter sudu turbin angin Savonius (m)
 e : diameter poros turbin angin Savonius (m)
 ω : kecepatan putaran turbin angin Savonius (rad/s)
 h : panjang silinder sirkular (m)
 d : diameter silinder sirkular (m)
 Y : jarak pusat silinder sirkular dan pusat sudu *advancing* (m)
 S : jarak pusat silinder sirkular dan pusat sudu *returning* (m)

2. Grup dimensi primer ditentukan sebagai M, L, dan t.
3. Parameter-parameter yang telah ditentukan dituliskan dalam dimensi primer seperti yang ditunjukkan pada Tabel 3.2.

Tabel 3.2 Parameter Torsi dan Parameter yang Memengaruhi Torsi dalam Dimensi Primer

T	ρ	μ	U	H	D	e	ω	h	d	Y	S
ML^2t^{-2}	ML^{-3}	$ML^{-1}t^{-1}$	Lt^{-1}	L	L	L	t^{-1}	L	L	L	L

4. Parameter berulang ditentukan. Dipilih ρ , U, dan D sehingga jumlah parameter berulang (m) sama dengan jumlah parameter dimensi primer (r) yaitu 3.
5. Grup tak berdimensi ditentukan. Jumlah grup tak berdimensi yang dihasilkan adalah nilai n dikurangi m yaitu 9. Diperoleh grup tak berdimensi sebagai berikut

$$\Pi_1 = \frac{T}{\rho U^2 D^3}$$

$$\Pi_2 = \frac{\mu}{\rho U D}$$

$$\Pi_3 = \frac{H}{D}$$

$$\Pi_4 = \frac{e}{D}$$

$$\Pi_5 = \frac{\omega D}{U}$$

$$\Pi_6 = \frac{h}{D}$$

$$\Pi_7 = \frac{d}{D}$$

$$\Pi_8 = \frac{Y}{D}$$

$$\Pi_9 = \frac{S}{D}$$

Grup tak berdimensi tersebut didefinisikan sebagai

Π_1 : *coefficient of moment* (Cm)

Π_2 : bilangan Reynolds (Re)

Π_3 : rasio tinggi turbin angin Savonius dengan diameter sudu turbin angin Savonius

Π_4 : rasio diameter poros turbin angin Savonius dengan diameter sudu turbin angin Savonius

Π_5 : *tip speed ratio* (λ)

Π_6 : rasio panjang silinder sirkular dengan diameter sudu turbin angin Savonius

Π_7 : rasio diameter silinder sirkular dengan diameter sudu turbin angin Savonius

Π_8 : rasio jarak pusat silinder sirkular dan pusat sudu *advancing* dengan diameter sudu turbin angin Savonius

Π_9 : rasio jarak pusat silinder sirkular dan pusat sudu *returning* dengan diameter sudu turbin angin Savonius

Hubungan antara grup tak berdimensi didapatkan sebagai berikut:

$$\Pi_1 = f(\Pi_2, \Pi_3, \Pi_4, \Pi_5, \Pi_6, \Pi_7, \Pi_8, \Pi_9) \quad (3.9)$$

$$\frac{T}{\rho U^2 D^3} = f_6 \left(\frac{\mu}{\rho U D}, \frac{H}{D}, \frac{e}{D}, \frac{\omega D}{U}, \frac{h}{D}, \frac{d}{D}, \frac{Y}{D}, \frac{S}{D} \right) \quad (3.10)$$

Variabel tetap dalam penelitian ini ditentukan berupa $\frac{H}{D}$, $\frac{e}{D}$, $\frac{h}{D}$, dan $\frac{d}{D}$ yang bernilai konstan sehingga persamaan (3.10) menjadi

$$\frac{T}{\rho U^2 D^3} = f_7 \left(\frac{\mu}{\rho U D}, \frac{\omega D}{U}, \frac{Y}{D}, \frac{S}{D} \right) \quad (3.11)$$

Variabel $\frac{\mu}{\rho U D}$ dan $\frac{\omega D}{U}$ divariasikan untuk dianalisis pengaruhnya terhadap CoP turbin angin Savonius. Sementara itu, $\frac{Y}{D}$ dan $\frac{S}{D}$ ditentukan bernilai konstan sebesar 1,42 sehingga persamaan (3.11) menjadi

$$\frac{T}{\rho U^2 D^3} = f_8 \left(\frac{\mu}{\rho U D}, \frac{\omega D}{U} \right) \quad (3.12)$$

Didefinisikan suatu parameter panjang karakteristik $L = 2D - 2t - e$ sehingga L sebanding dengan D . Maka persamaan (3.12) menjadi

$$\frac{T}{\rho U^2 D^3} = f_9 \left(\frac{\mu}{\rho U L}, \frac{\omega L}{U} \right) \quad (3.13)$$

atau

$$C_m = f_{10}(Re, \lambda) \quad (3.14)$$

3.3 Peralatan Penelitian

Berbagai peralatan yang digunakan dalam penelitian ini dijabarkan sebagai berikut.

3.3.1 Axial Fan

Axial fan digunakan sebagai sumber aliran angin. *Axial fan* yang digunakan dalam penelitian ini adalah *axial fan* CKE SF-45H seperti yang ditunjukkan pada Gambar 3.3. Spesifikasi *axial fan* tersebut ditunjukkan pada Tabel 3.3.



Gambar 3.3 Axial Fan CKE SF-45H

Tabel 3.3 Spesifikasi Axial Fan CKE SF-45H

Diameter	18 inch / 450 mm
Kecepatan	2800 RPM
Aliran Udara	125 m ³ /min
Daya	1800 Watt
Voltase	220-240 V
Frekuensi	50 Hz

3.3.2 Voltage Stabilizer

Voltage stabilizer digunakan untuk menjaga nilai tegangan yang diberikan ke *axial fan*. *Voltage stabilizer* yang digunakan dalam penelitian ini adalah *voltage stabilizer* Matsunaga SVC-3000NA seperti yang ditunjukkan pada Gambar 3.4.



Gambar 3.4 Voltage Stabilizer

3.3.3 Voltage Regulator

Voltage regulator digunakan untuk mengatur kecepatan aliran angin yang dihasilkan *axial fan* dengan mengatur nilai tegangan yang diberikan. *Voltage regulator* yang digunakan dalam penelitian ini adalah *voltage regulator* TDGC2 3KVA seperti yang ditunjukkan pada Gambar 3.5. Spesifikasi *voltage regulator* tersebut ditunjukkan pada Tabel 3.4.



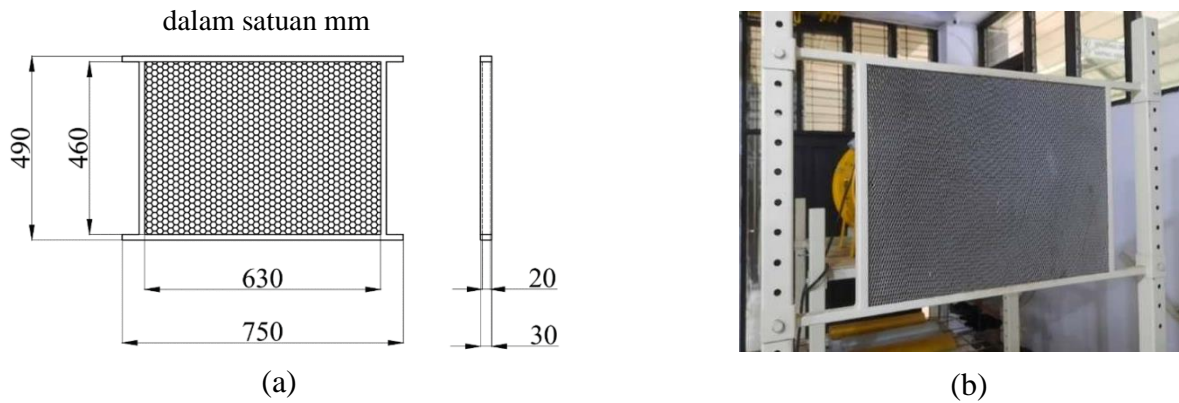
Gambar 3.5 Voltage Regulator TDGC2 3KVA

Tabel 3.4 Spesifikasi *Voltage Regulator* TDGC2 3KVA

<i>Input</i>	110/220 V
<i>Output</i>	0 – 250 V
Daya	3000 Watt
Kapasitas	3 KVA
Arus maksimum	4,8/12 A
Frekuensi	50 – 60 Hz

3.3.4 Honeycomb

Honeycomb digunakan untuk membuat aliran angin dari *axial fan* menjadi uniform dan mencegah terjadinya aliran swirl. *Honeycomb* yang digunakan dalam penelitian ini ditunjukkan pada Gambar 3.6 dengan spesifikasi yang ditunjukkan pada Tabel 3.5.



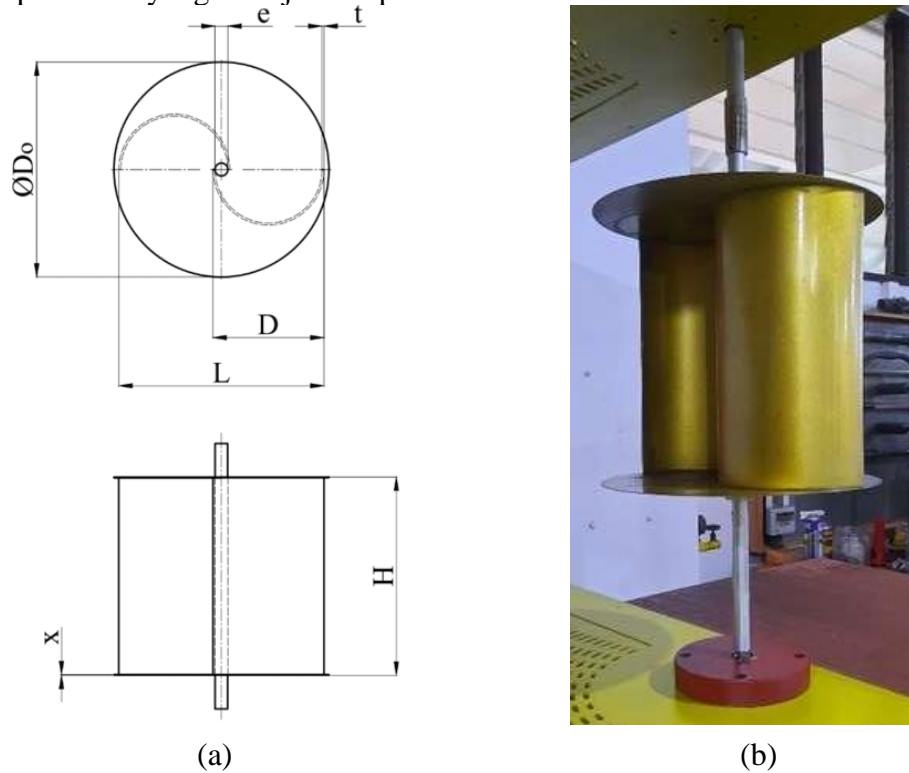
Gambar 3.6 *Honeycomb* (a) Skema (b) Aktual

Tabel 3.5 Spesifikasi *Honeycomb*

Panjang <i>Honeycomb</i>	630 mm
Lebar <i>Honeycomb</i>	460 mm
Tebal <i>Honeycomb</i>	20 mm
<i>Meshing</i>	0,0248 lubang/mm ²
Panjang <i>frame</i>	750 mm
Lebar <i>frame</i>	490 mm
Tebal <i>frame</i>	30 mm

3.3.5 Turbin Angin Savonius

Turbin angin Savonius yang digunakan dalam penelitian ini ditunjukkan pada Gambar 3.7 dengan spesifikasi yang ditunjukkan pada Tabel 3.6.



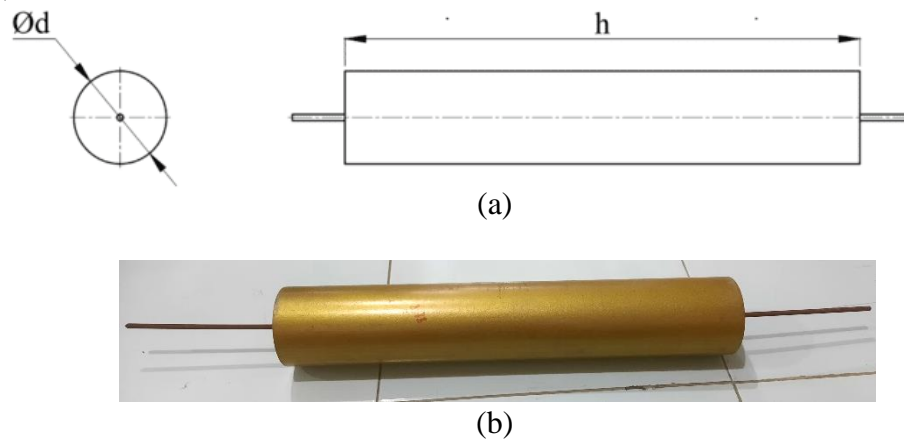
Gambar 3.7 Turbin Angin Savonius (a) Skema (b) Aktual

Tabel 3.6 Spesifikasi Turbin Angin Savonius

Tinggi (H)	295 mm
Diameter sudu (D)	165,2 mm
Tebal sudu (t)	3 mm
Diameter poros (e)	19 mm
Diameter turbin (L)	305,4 mm
Diameter <i>end plates</i> (D ₀)	320 mm
Tebal <i>end plates</i> (x)	1 mm
Jari-jari poros yang mendapat beban (r)	12,5 mm
Material sudu	PVC
Material <i>end plates</i>	<i>Aluminium cladding 2024</i>

3.3.6 Silinder Sirkular

Silinder sirkular yang digunakan dalam penelitian ini ditunjukkan pada Gambar 3.8 dengan spesifikasi yang ditunjukkan pada Tabel 3.7. Silinder sirkular dipasang di samping sudu *advancing* turbin angin Savonius dengan jarak dari pusat turbin angin Savonius (Y) sebesar 234 mm dan di depan sudu *returning* turbin angin Savonius dengan jarak dari pusat turbin angin Savonius (S) sebesar 234 mm.



Gambar 3.8 Silinder Sirkular (a) Skema (b) Aktual

Tabel 3.7 Spesifikasi Silinder Sirkular

Panjang (h)	490 mm
Diameter (d)	88,18 mm
Rasio diameter silinder sirkular dengan diameter sudu turbin angin Savonius (d/D)	0,5
Rasio jarak pusat silinder sirkular dan pusat sudu <i>advancing</i> terhadap diameter sudu turbin angin Savonius (Y/D)	1,42
Rasio jarak pusat silinder sirkular dan pusat sudu <i>returning</i> terhadap diameter sudu turbin angin Savonius (S/D)	1,42

3.3.7 Penyangga Turbin Angin Savonius

Penyangga turbin angin Savonius digunakan untuk meletakkan turbin angin Savonius dan silinder sirkular. Penyangga turbin angin Savonius yang digunakan dalam penelitian ini ditunjukkan pada Gambar 3.9.



Gambar 3.9 Penyangga Turbin Angin Savonius

3.3.8 Anemometer

Anemometer digunakan untuk mengukur kecepatan aliran angin dari *axial fan* menuju turbin angin Savonius. Anemometer yang digunakan dalam penelitian ini adalah anemometer Omega HHF141 seperti yang ditunjukkan pada Gambar 3.10. Spesifikasi anemometer tersebut ditunjukkan pada Tabel 3.8.



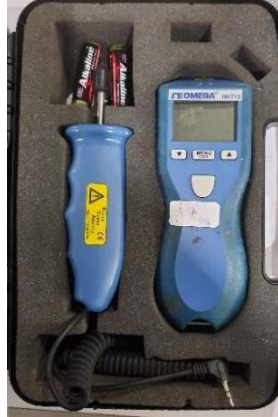
Gambar 3.10 Anemometer Omega HHF141

Tabel 3.8 Spesifikasi Anemometer Omega HHF141

Layar		12,7 mm LCD, 4 digit, dengan LED <i>backlight</i>
Rentang	2,75 inch <i>probe</i>	0,2 – 40,0 m/s
	1 inch <i>probe</i>	0,3 – 35,0 m/s
Akurasi		$\pm 1,0\%$ pembacaan ± 1 digit
Resolusi		0,01 m/s
Temperatur Operasional	Instrumen	0 – 50°C
	<i>Probe</i>	-20 – 100°C
Suplai Daya		3 baterai AA <i>alkaline</i>

3.3.9 Tachometer

Tachometer digunakan untuk mengukur kecepatan putaran turbin angin Savonius. Tachometer yang digunakan dalam penelitian ini adalah tachometer Omega HHT13 seperti yang ditunjukkan pada Gambar 3.11. Spesifikasi tachometer tersebut ditunjukkan pada Tabel 3.9.



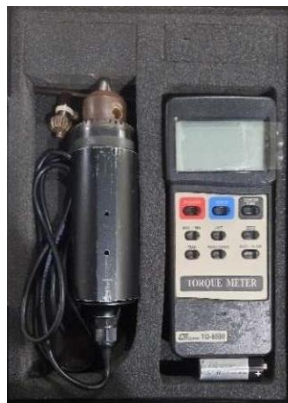
Gambar 3.11 Tachometer Omega HHT13

Tabel 3.9 Spesifikasi Tachometer Omega HHT13

Layar		5-digit alphanumeric LCD
Rentang	Optik	5 – 200.000 rpm
	Kontak	0,5 – 20.000 rpm
Akurasi	Optik	±0,01% pembacaan
	Kontak	±0,05% pembacaan (rpm)
Resolusi		0,001 – 10 rpm
Rentang Operasional		50 mm – 7,6 m
Lingkungan		5 – 40°C, 80% RH hingga 30°C
Daya		2 baterai “AA” 1,5 Vdc
Memori		maksimum, minimum, dan nilai terakhir

3.3.10 Torquemeter

Torquemeter digunakan untuk mengukur torsi statis dari turbin angin Savonius. Torquemeter yang digunakan dalam penelitian ini adalah torquemeter Lutron TQ-8800 seperti yang ditunjukkan pada Gambar 3.12. Spesifikasi torquemeter tersebut ditunjukkan pada Tabel 3.10.



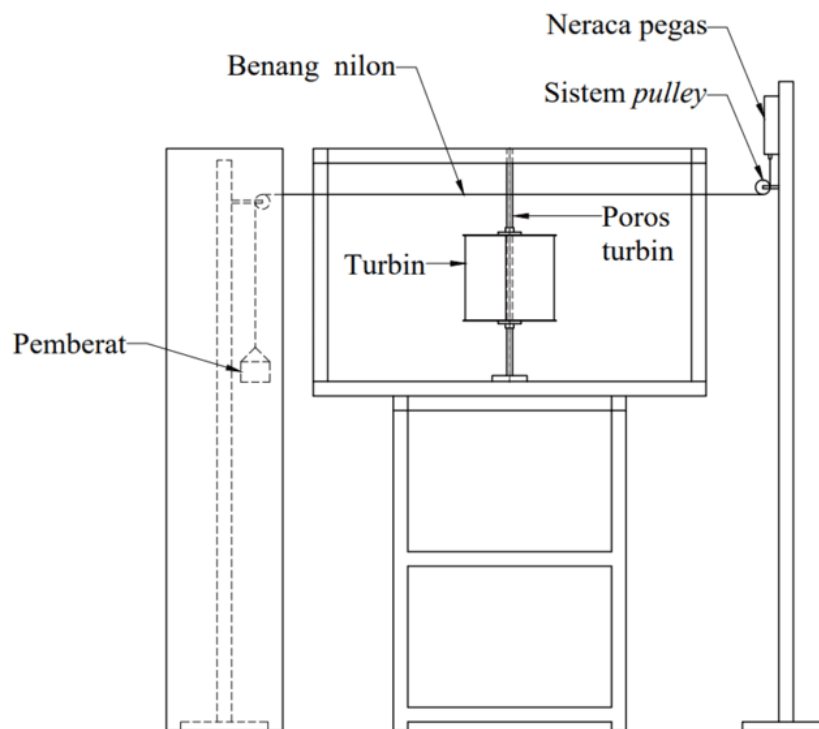
Gambar 3.12 Torquemeter Lutron TQ-8800

Tabel 3.10 Spesifikasi *Torquemeter* Lutron TQ-8800

Layar	61 mm x 34 mm LCD dengan ukuran digit 15 m	
Rentang maksimum	147,1 N.cm	
Resolusi	<i>High</i>	0,1 N.cm
	<i>Low</i>	1 N.cm
Rentang proteksi beban berlebih	220,1 N.cm maksimum	
Temperatur Operasional	0 – 50°C	
Kelembaban Operasional	Kurang dari 80% RH	
Suplai Daya	Baterai <i>alkaline</i> atau <i>heavy-duty</i> DC 9V, 006P, MN1604 (PP3)	
Pengukuran	Nilai torsi, <i>peak hold</i> , <i>data hold</i> , nilai maksimum and minimum	

3.3.11 *Brake Rope Dynamometer*

Brake rope dynamometer digunakan untuk mengukur torsi dinamis dari turbin angin Savonius. Skema *brake rope dynamometer* ditunjukkan pada Gambar 3.13.



Gambar 3.13 Skema *Brake Rope Dynamometer*

Pemberat yang digunakan pada penelitian ini adalah anak timbangan dengan massa 1, 5, 10, dan 20 gram yang ditunjukkan pada Gambar 3.14. Massa pemberat diukur dengan timbangan CHQ PS200A seperti yang ditunjukkan pada Gambar 3.15 dengan spesifikasi yang ditunjukkan pada Tabel 3.11. Neraca pegas yang digunakan dalam penelitian ini adalah neraca pegas Nagata C-5 yang ditunjukkan pada Gambar 3.16 dengan spesifikasi yang ditunjukkan pada Tabel 3.12.



Gambar 3.14 Pemberat



Gambar 3.15 Timbangan CHQ PS200A

Tabel 3.11 Spesifikasi Timbangan CHQ PS200A

Kapasitas	200 g
Resolusi	0,01 g
Suplai Daya	3 baterai AAA



Gambar 3.16 Neraca Pegas Nagata C-5

Tabel 3.12 Spesifikasi Neraca Pegas Nagata C-5

Kapasitas	3 kg
Peningkatan	10 g

3.4 Prosedur Penelitian

Pada penelitian ini dilakukan pengambilan data berupa kecepatan putaran, torsi dinamis, dan torsi statis turbin untuk mendapatkan grafik *coefficient of power*, *coefficient of moment*, dan *coefficient of static torque* turbin angin Savonius.

3.4.1 Prosedur Mendapatkan Torsi Dinamis dan Kecepatan Putaran Turbin

Torsi dinamis dan kecepatan putaran turbin didapatkan dengan langkah-langkah sebagai berikut.

1. Peralatan disiapkan dan diatur sesuai dengan skema penelitian.
2. *Axial fan* dinyalakan.
3. Suhu ruangan diukur.
4. Kecepatan angin diukur dengan *anemometer*.
5. Besar tegangan diatur dengan *voltage regulator* hingga terukur kecepatan angin sebesar 4 m/s.
6. Kecepatan putaran turbin diukur dengan *tachometer*.
7. Massa pemberat diberikan sebesar 20 gram.
8. Massa pada neraca pegas dibaca.
9. Kecepatan putaran turbin diukur dengan *tachometer*.
10. Langkah 7-9 diulangi dengan pembebanan ditambah hingga turbin berhenti berputar.
11. *Axial fan* dimatikan.
12. Langkah 2-11 diulangi dengan kecepatan angin divariasikan sebesar 5, 6, dan 7 m/s.
13. Silinder sirkular dipasang di samping sudu *advancing* turbin dengan Y/D sebesar 1,42.
14. Langkah 2-12 diulangi.
15. Silinder sirkular dipasang di depan sudu *returning* turbin dengan S/D sebesar 1,42.
16. Langkah 2-12 diulangi.
17. Torsi dinamis turbin dihitung.
18. Data berupa torsi dinamis dan kecepatan putaran turbin diolah untuk mendapatkan grafik *coefficient of power* dan *coefficient of moment* terhadap *tip speed ratio*.

3.4.2 Prosedur Mendapatkan Torsi Statis Turbin

Torsi statis didapatkan dengan langkah-langkah sebagai berikut.

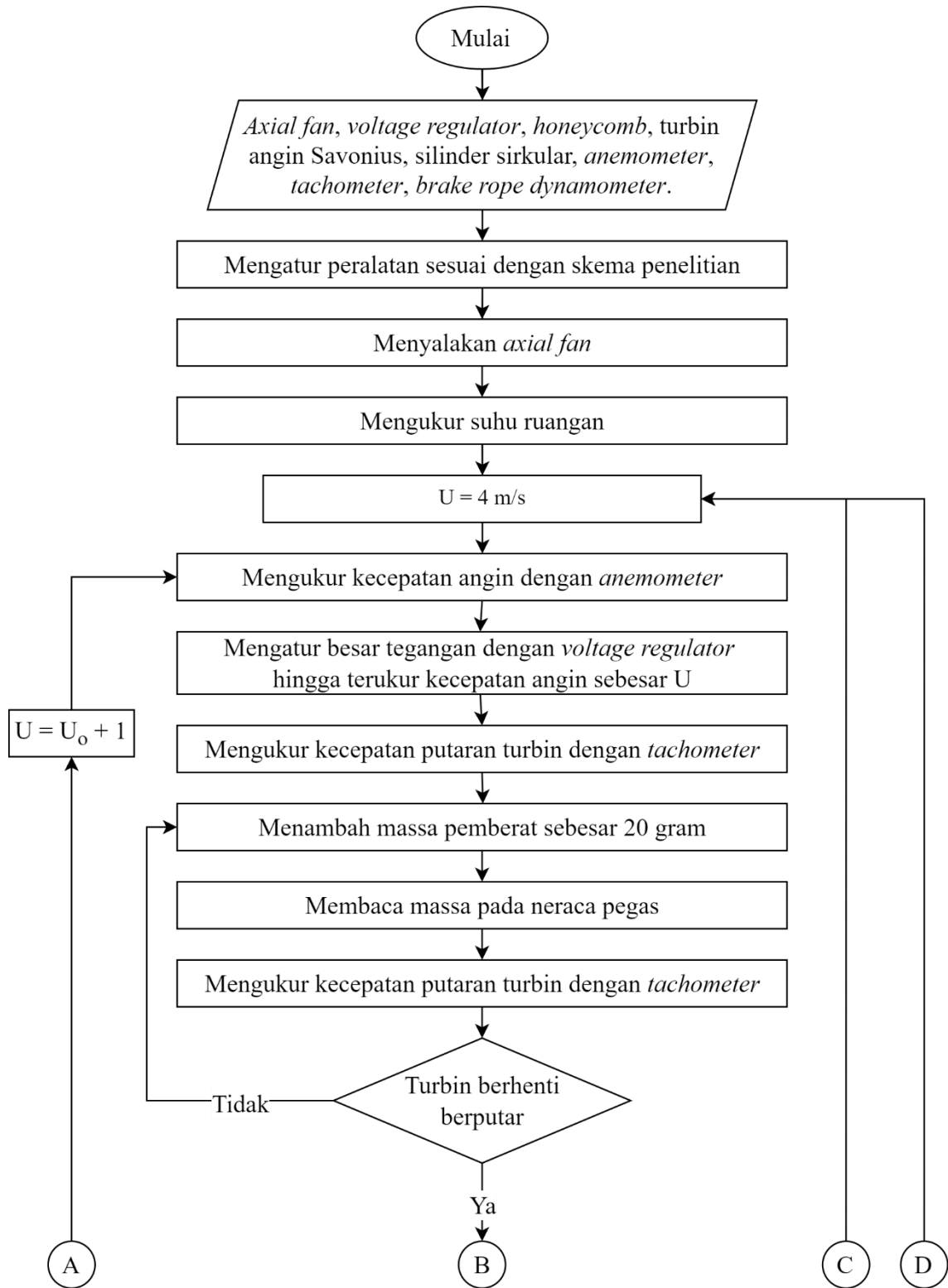
1. Peralatan disiapkan dan diatur sesuai dengan skema penelitian.
2. *Axial fan* dinyalakan.
3. Suhu ruangan diukur.
4. Kecepatan angin diukur dengan *anemometer*.
5. Besar tegangan diatur dengan *voltage regulator* hingga terukur kecepatan angin sebesar 4 m/s.
6. Posisi turbin diatur pada posisi sudut sudu 0° .
7. Torsi statis turbin diukur dengan *torquemeter*.
8. Langkah 6-7 diulangi dengan posisi sudut sudu ditambah sebesar 10° hingga posisi sudut sudu 180° .
9. *Axial fan* dimatikan
10. Langkah 2-9 diulangi dengan kecepatan angin divariasikan sebesar 5, 6, dan 7 m/s.
11. Silinder sirkular dipasang di samping sudu *advancing* turbin dengan Y/D sebesar 1,42.
12. Langkah 2-10 diulangi.
13. Silinder sirkular dipasang di depan sudu *returning* turbin dengan S/D sebesar 1,42.
14. Langkah 2-10 diulangi.
15. Data berupa torsi statis turbin diolah untuk mendapatkan grafik *coefficient of static torque* terhadap posisi sudut sudu.

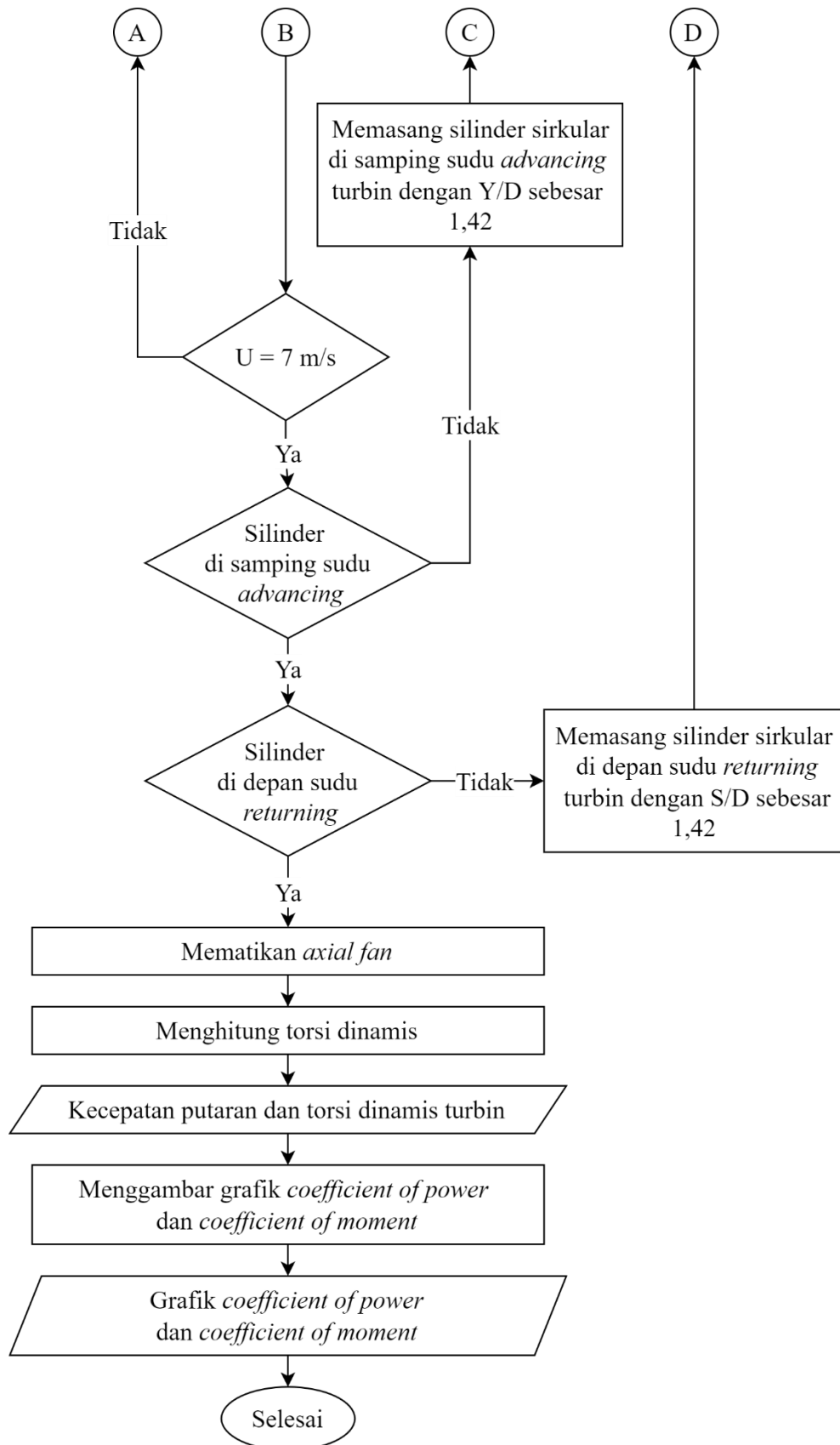
3.5 Diagram Alir Penelitian

Langkah-langkah yang dilakukan dalam melakukan penelitian ini ditunjukkan pada diagram alir berikut.

3.5.1 Diagram Alir untuk Mendapatkan Torsi Dinamis dan Kecepatan Putaran Turbin

Diagram alir untuk mendapatkan torsi dinamis dan kecepatan putaran turbin ditunjukkan pada Gambar 3.17.

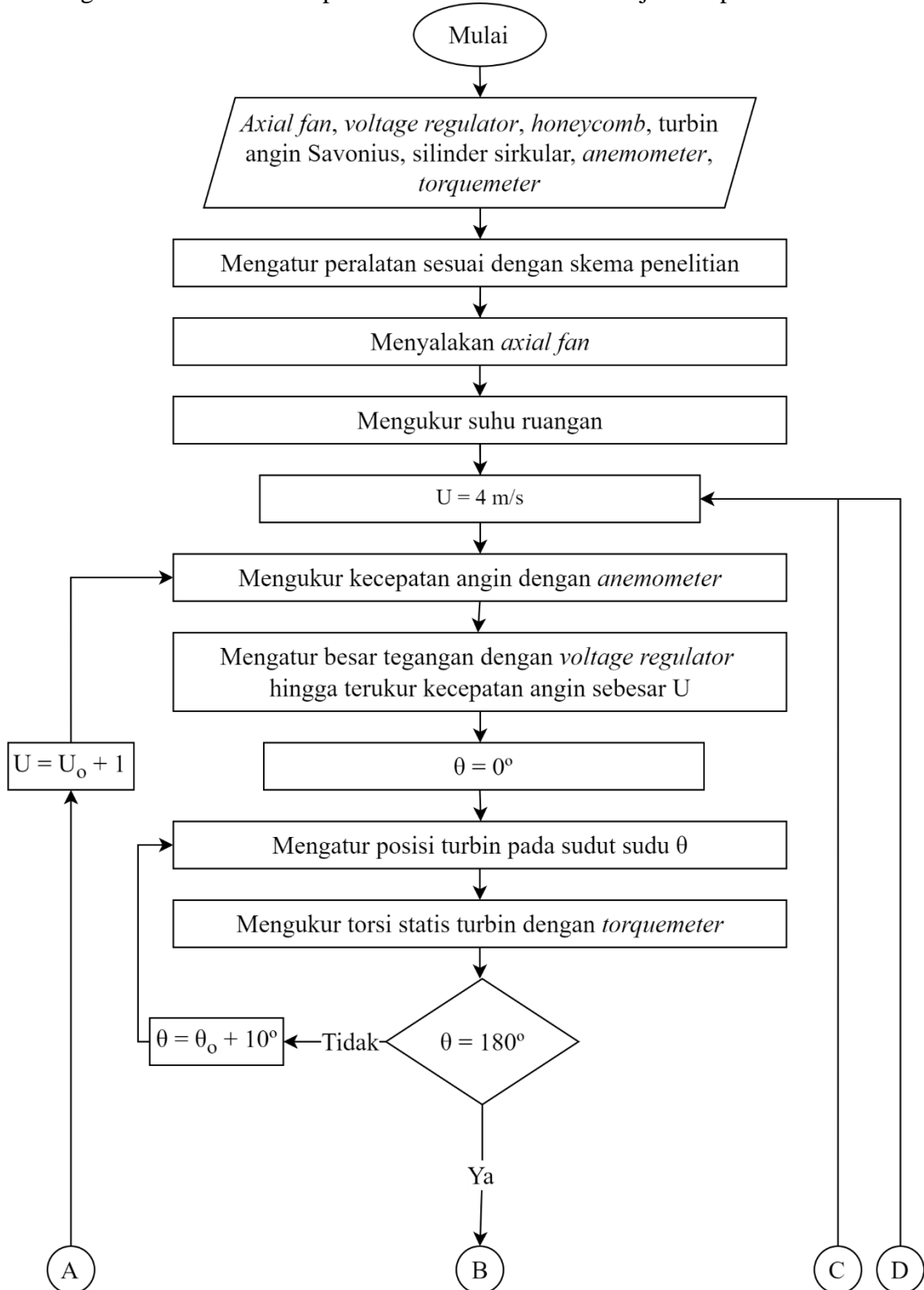


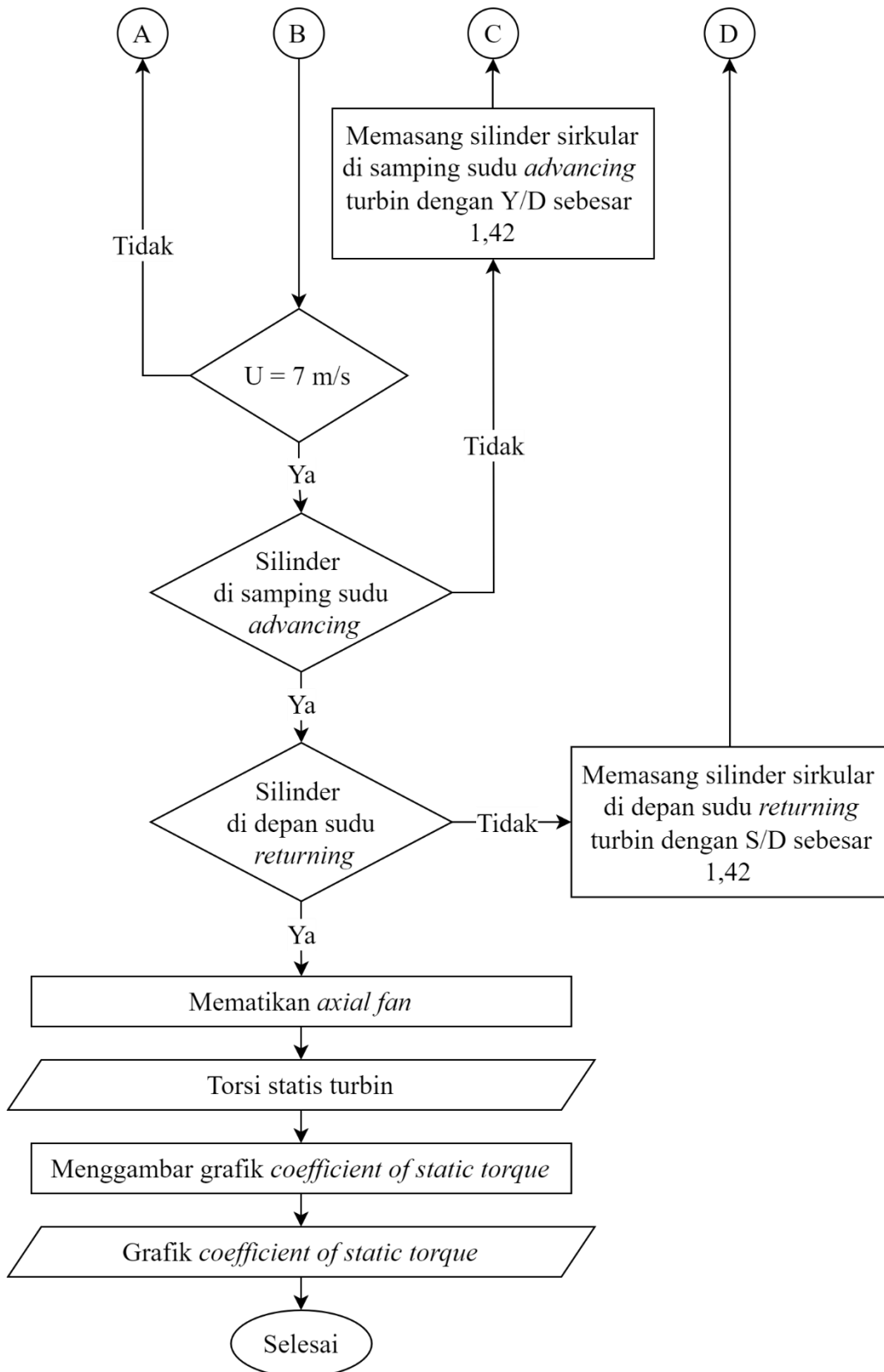


Gambar 3.17 Diagram Alir untuk Mendapatkan Torsi Dinamis dan Kecepatan Putaran Turbin

3.5.2 Diagram Alir untuk Mendapatkan Torsi Statis Turbin

Diagram alir untuk mendapatkan torsi statis turbin ditunjukkan pada Gambar 3.18.

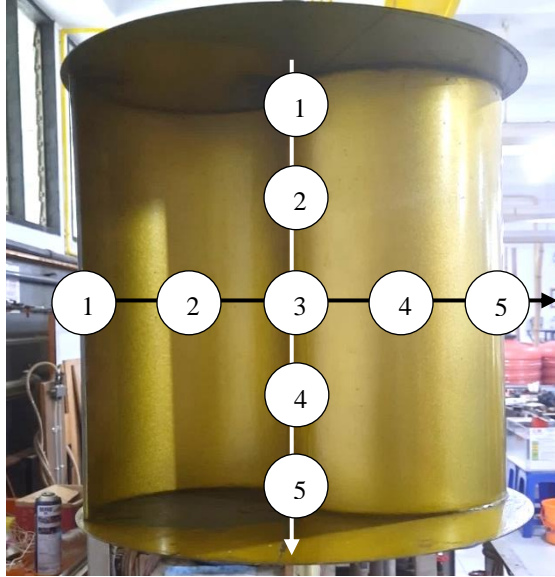




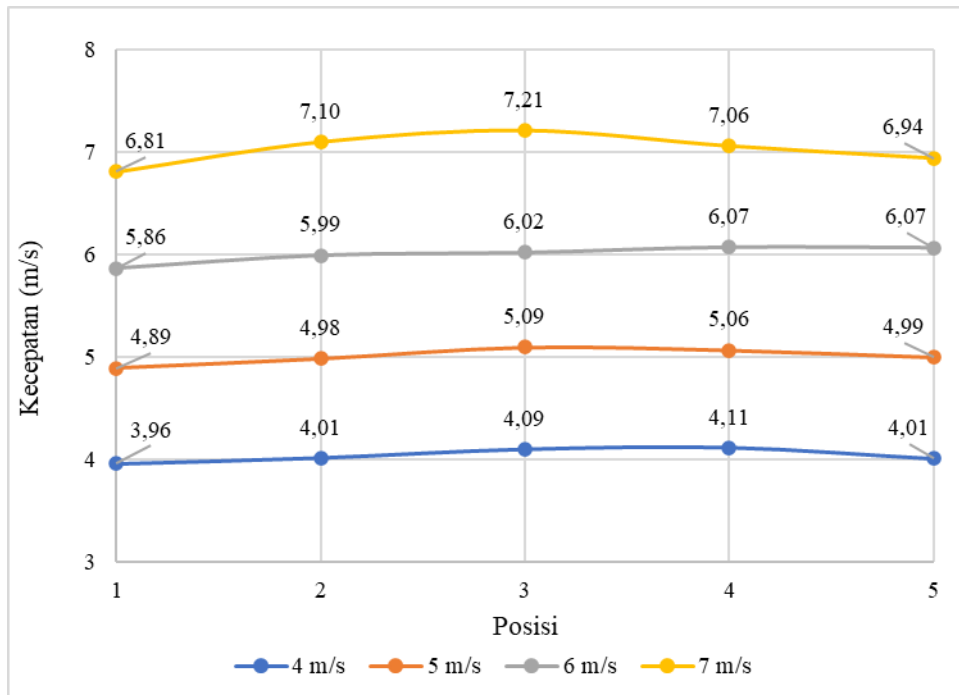
Gambar 3.18 Diagram Alir untuk Mendapatkan Torsi Statis Turbin

3.6 Uji Uniformity

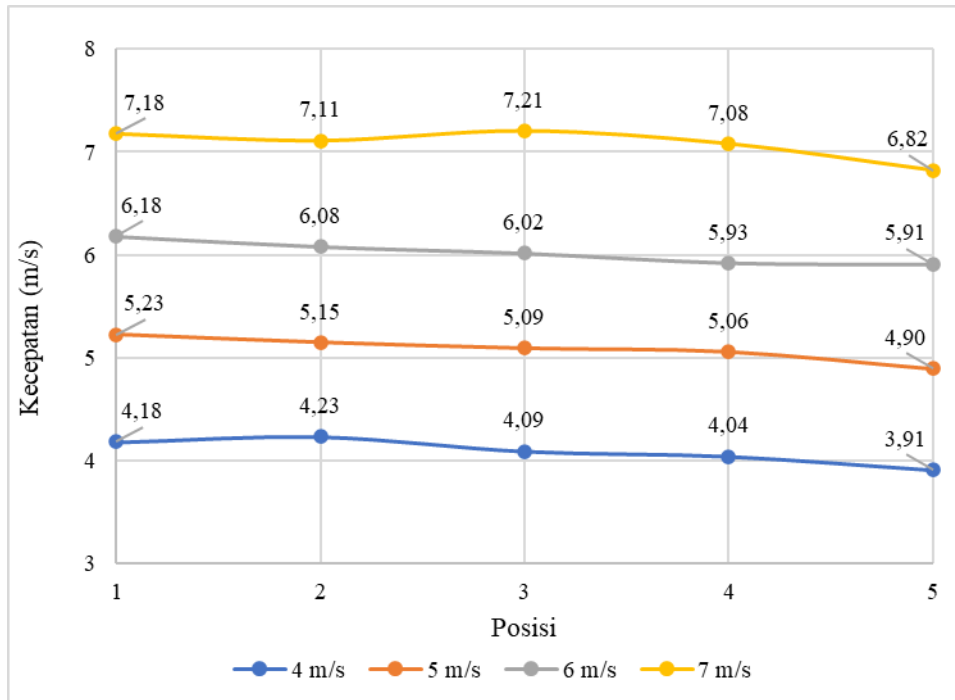
Keseragaman aliran angin yang menerpa turbin angin Savonius dibutuhkan untuk mendapatkan hasil yang optimal. Untuk melihat keseragaman aliran angin pada penelitian ini, dilakukan uji *uniformity*. Uji *uniformity* dilakukan pada jarak 750 mm atau 4,5 kali diameter sudu turbin (4,5D) di depan turbin angin Savonius. Kecepatan angin diukur pada lima titik horizontal dan lima titik vertikal pada sisi *upstream* turbin angin Savonius seperti yang ditunjukkan pada Gambar 3.19. Pengujian dilakukan untuk kecepatan angin 4, 5, 6, dan 7 m/s. Hasil uji *uniformity* untuk kecepatan angin 4, 5, 6, dan 7 m/s pada titik uji horizontal ditunjukkan pada Gambar 3.20. Hasil uji *uniformity* untuk kecepatan angin 4, 5, 6, dan 7 m/s pada titik uji vertikal ditunjukkan pada Gambar 3.21.



Gambar 3.19 Titik Uji *Uniformity*



Gambar 3.20 Grafik Kecepatan Angin pada Titik Uji Horizontal



Gambar 3.21 Grafik Kecepatan Angin pada Titik Uji Vertikal

3.7 Perhitungan *Uncertainty*

Perhitungan *uncertainty* dilakukan untuk mengetahui ukuran ketidakpastian hasil pengukuran dalam eksperimen ini. Pada penelitian ini, *uncertainty* dihitung untuk setiap parameter yang digunakan untuk mendapatkan nilai *coefficient of power* dan *coefficient of static torque* maksimum. Contoh perhitungan *uncertainty* berikut dilakukan dengan data *coefficient of power* dan *coefficient of static torque* maksimum turbin konvensional pada kecepatan angin 6 m/s. Hasil pengukuran diketahui sebagai berikut

Diameter sudu	= D	= 165,2 ± 0,1 mm
Tebal sudu	= t	= 3 ± 0,1 mm
Diameter poros	= e	= 19 ± 0,1 mm
Panjang karakteristik	= L	= 305,4 ± 0,1 mm
Jari-jari turbin	= R	= 157,2 ± 0,1 mm
Tinggi sudu	= H	= 295 ± 0,1 mm
Jari-jari poros	= r	= 12,5 ± 0,1 mm
Temperatur ruangan	= T	= 27,5 ± 0,1 °C
Kecepatan angin	= U	= 6 ± 0,06 m/s
Kecepatan putaran turbin	= n	= 238,7 ± 0,02387 rpm
Massa neraca pegas	= s	= 320 ± 10 gram
Massa pembebanan	= m	= 70,21 ± 0,01 gram
Torsi statis maksimum	= T _s	= 2,75 ± 0,01 N.cm

Perhitungan *uncertainty* dilakukan sebagai berikut.

1. *Uncertainty* pengukuran panjang karakteristik (L)

$$L = 2D - 2t - e$$

$$u_D = \pm \frac{0,1}{165,2} = \pm 6,05 \times 10^{-4}$$

$$u_t = \pm \frac{0,1}{3} = \pm 3,33 \times 10^{-2}$$

$$u_e = \pm \frac{0,1}{19} = \pm 5,26 \times 10^{-3}$$

$$u_{L,D} = \frac{\delta L_D}{L} = \frac{D}{L} \frac{\partial L}{\partial D} u_D = (5,41 \times 10^{-1})(2)u_D = 1,08u_D$$

$$u_{L,t} = \frac{\delta L_t}{L} = \frac{t}{L} \frac{\partial L}{\partial t} u_t = (9,82 \times 10^{-3})(-2)u_t = -1,96 \times 10^{-2}u_t$$

$$u_{L,e} = \frac{\delta L_e}{L} = \frac{e}{L} \frac{\partial L}{\partial e} u_e = (6,22 \times 10^{-2})(-1)u_e = -6,22 \times 10^{-2}u_e$$

$$u_L = \pm [(1,08u_D)^2 + (-1,96 \times 10^{-2}u_t)^2 + (-6,22 \times 10^{-2}u_e)^2]^{\frac{1}{2}}$$

$$u_L = \pm \left[((1,08)(6,05 \times 10^{-4}))^2 + ((-1,96 \times 10^{-2})(3,33 \times 10^{-2}))^2 + ((-6,22 \times 10^{-2})(5,26 \times 10^{-3}))^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$u_L = \pm 9,82 \times 10^{-4} = \pm 0,098\%$$

2. *Uncertainty* pengukuran jari-jari turbin (R)

$$R = \frac{L}{2}$$

$$u_{R,L} = \frac{\delta R_L}{R} = \frac{L}{R} \frac{\partial R}{\partial L} u_L = \left(\frac{L}{\frac{L}{2}} \right) \left(\frac{1}{2} \right) u_L = u_L$$

$$u_R = \pm [(u_L)^2]^{\frac{1}{2}}$$

$$u_R = \pm [(\pm 9,82 \times 10^{-4})^2]^{\frac{1}{2}}$$

$$u_R = \pm 9,82 \times 10^{-4} = \pm 0,098\%$$

3. *Uncertainty* pengukuran luas proyeksi penampang turbin (A)

$$A = L \times H$$

$$u_H = \pm \frac{0,1}{295} = \pm 3,39 \times 10^{-4}$$

$$u_{A,L} = \frac{\delta A_L}{L} = \frac{L}{A} \frac{\partial A}{\partial L} u_L = \left(\frac{L}{L \times H} \right) (H) u_L = u_L$$

$$u_{A,H} = \frac{\delta A_H}{H} = \frac{H}{A} \frac{\partial A}{\partial H} u_H = \left(\frac{H}{L \times H} \right) (L) u_H = u_H$$

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

$$u_A = \pm [(9,82 \times 10^{-4})^2 + (3,39 \times 10^{-4})^2]^{\frac{1}{2}}$$

$$u_A = \pm 1,04 \times 10^{-3} = \pm 0,104\%$$

4. *Uncertainty* pengukuran massa jenis udara (ρ)

$$\rho \times T = C$$

$$\rho = CT^{-1}$$

$$u_T = \pm \frac{0,1}{27,5} = \pm 3,64 \times 10^{-3}$$

$$u_{\rho,T} = \frac{\delta \rho_T}{\rho} = \frac{T}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial T} u_T = \left(\frac{T}{CT^{-1}} \right) (-CT^{-2}) u_T = u_T$$

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

$$u_\rho = \pm [(3,64 \times 10^{-3})^2]^{\frac{1}{2}}$$

$$u_\rho = \pm 3,64 \times 10^{-3} = \pm 0,364\%$$

5. *Uncertainty* pengukuran viskositas udara (μ)

$$\mu = \frac{bT^{\frac{3}{2}}}{S + T} = bT^{\frac{3}{2}}(S + T)^{-1}$$

dengan nilai konstanta $S = 110,4 \text{ K}$

$$u_{S+T} = \pm \frac{0,1^\circ\text{C}}{110,4\text{K} + 300,5\text{K}} = \pm \frac{0,1^\circ\text{C}}{137,9^\circ\text{C}} = \pm 7,25 \times 10^{-4}$$

$$u_{\mu,T} = \frac{\delta\mu_T}{\mu} = \frac{T}{\mu} \frac{\partial\mu}{\partial T} u_T = \left(\frac{T}{bT^{\frac{3}{2}}(S+T)^{-1}} \right) \left(\frac{3}{2} bT^{\frac{1}{2}}(S+T)^{-1} \right) u_T = \frac{3}{2} u_T$$

$$u_{\mu,S+T} = \frac{\delta\mu_{S+T}}{\mu} = \frac{S+T}{\mu} \frac{\partial\mu}{\partial(S+T)} u_{S+T} = \left(\frac{(S+T)}{bT^{\frac{3}{2}}(S+T)^{-1}} \right) \left(-bT^{\frac{3}{2}}(S+T)^{-2} \right) u_{S+T} = -u_{S+T}$$

$$u_\mu = \pm \left[\left(\frac{3}{2} u_T \right)^2 + (u_{S+T})^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$u_\mu = \pm \left[\left(\frac{3}{2} (3,64 \times 10^{-3}) \right)^2 + (-7,25 \times 10^{-4})^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$u_\mu = \pm 5,50 \times 10^{-3} = \pm 0,550\%$$

6. *Uncertainty* pengukuran kecepatan putaran turbin (ω)

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

$$u_n = \pm \frac{0,02387}{238,7} = \pm 1 \times 10^{-4}$$

$$u_{\omega,n} = \frac{\delta\omega_T}{\omega} = \frac{n}{\omega} \frac{\partial\omega}{\partial n} u_n = \left(\frac{n}{\frac{2\pi n}{60}} \right) \left(\frac{2\pi}{60} \right) u_n = u_n$$

$$u_\omega = \pm [(u_n)^2]^{\frac{1}{2}}$$

$$u_\omega = \pm 1 \times 10^{-4} = \pm 0,01\%$$

7. *Uncertainty* perhitungan bilangan Reynolds (Re)

$$Re = \frac{\rho UL}{\mu} = \rho UL\mu^{-1}$$

$$u_{Re,\rho} = \frac{\delta Re_\rho}{Re} = \frac{\rho}{Re} \frac{\partial Re}{\partial \rho} u_\rho = \frac{\rho}{\rho UL\mu^{-1}} (UL\mu^{-1}) u_\rho = u_\rho$$

$$u_{Re,U} = \frac{\delta Re_U}{Re} = \frac{U}{Re} \frac{\partial Re}{\partial U} u_U = \frac{U}{\rho UL\mu^{-1}} (\rho L\mu^{-1}) u_U = u_U$$

$$u_{Re,L} = \frac{\delta Re_L}{Re} = \frac{L}{Re} \frac{\partial Re}{\partial L} u_L = \frac{L}{\rho UL\mu^{-1}} (\rho U\mu^{-1}) u_L = u_L$$

$$u_{Re,\mu} = \frac{\delta Re_\mu}{Re} = \frac{\mu}{Re} \frac{\partial Re}{\partial \mu} u_\mu = \frac{\mu}{\rho UL\mu^{-1}} (-\rho UL\mu^{-2}) u_\mu = -u_\mu$$

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

$$u_{Re} = \pm [(3,64 \times 10^{-3})^2 + (1 \times 10^{-2})^2 + (9,82 \times 10^{-4})^2 + (5,50 \times 10^{-3})^2]^{\frac{1}{2}}$$

$$u_{Re} = \pm 1,20 \times 10^{-2} = \pm 1,20\%$$

8. *Uncertainty* perhitungan torsi dinamis (T_D)

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

$$u_s = \pm \frac{10}{320} = \pm 3,12 \times 10^{-2}$$

$$u_m = \pm \frac{0,01}{70,21} = \pm 1,42 \times 10^{-4}$$

$$u_r = \pm \frac{0,1}{12,5} = \pm 7,95 \times 10^{-3}$$

$$u_{s-m} = \pm \left[\left(\frac{s}{s-m} \frac{\partial(s-m)}{\partial s} u_s \right)^2 + \left(\frac{m}{s-m} \frac{\partial(s-m)}{\partial m} u_m \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$u_{s-m} = \pm \left[((1,28)(1)(3,12 \times 10^{-2}))^2 + ((0,28)(-1)(1,42 \times 10^{-4}))^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$u_{s-m} = \pm 4,00 \times 10^{-2}$$

$$u_{T_D, s-m} = \frac{\delta T_{D, s-m}}{T_D} = \frac{s-m}{T_D} \frac{\partial T_D}{\partial(s-m)} u_{s-m} = \frac{s-m}{(s-m) \cdot g \times r} (g \times r) u_{s-m} = u_{s-m}$$

$$u_{T_D, r} = \frac{\delta T_{D, r}}{T_D} = \frac{r}{T_D} \frac{\partial T_D}{\partial r} u_r = \frac{r}{(s-m) \cdot g \times r} ((s-m) \cdot g) u_r = u_r$$

$$u_{T_D} = \pm [(u_{s-m})^2 + (u_r)^2]^{\frac{1}{2}}$$

$$u_{T_D} = \pm [(4,00 \times 10^{-2})^2 + (7,95 \times 10^{-3})^2]^{\frac{1}{2}}$$

$$u_{T_D} = \pm 4,00 \times 10^{-2} = \pm 4,00\%$$

9. *Uncertainty perhitungan tip speed ratio (λ)*

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

$$u_U = \pm \frac{0,06 \text{ m/s}}{6 \text{ m/s}} = \pm 1 \times 10^{-2}$$

$$u_{\lambda, \omega} = \frac{\delta \lambda_{\omega}}{\lambda} = \frac{\omega}{\lambda} \frac{\partial \lambda}{\partial \omega} u_{\omega} = \frac{\omega}{\omega R U^{-1}} (R U^{-1}) u_{\omega} = u_{\omega}$$

$$u_{\lambda, R} = \frac{\delta \lambda_R}{\lambda} = \frac{R}{\lambda} \frac{\partial \lambda}{\partial R} u_R = \frac{R}{\omega R U^{-1}} (\omega U^{-1}) u_R = u_R$$

$$u_{\lambda, U} = \frac{\delta \lambda_U}{\lambda} = \frac{U}{\lambda} \frac{\partial \lambda}{\partial U} u_U = \frac{U}{\omega R U^{-1}} (-U^{-2} \omega R u_U) = -u_U$$

$$u_{\lambda} = \pm [(u_{\omega})^2 + (u_R)^2 + (-u_U)^2]^{\frac{1}{2}}$$

$$u_{\lambda} = \pm [(1 \times 10^{-4})^2 + (9,82 \times 10^{-4})^2 + (1 \times 10^{-2})^2]^{\frac{1}{2}}$$

$$u_{\lambda} = \pm 1,00 \times 10^{-2} = \pm 1,00\%$$

10. *Uncertainty perhitungan coefficient of moment (C_M)*

$$C_M = \frac{T_D}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot R \cdot U^2} = 2 T_D \rho^{-1} A^{-1} R^{-1} U^{-2}$$

$$u_{C_M, T_D} = \frac{\delta C_{M, T_D}}{C_M} = \frac{T_D}{C_M} \frac{\partial C_M}{\partial T_D} u_{T_D} = \frac{T_D}{2 T_D \rho^{-1} A^{-1} R^{-1} U^{-2}} (2 \rho^{-1} A^{-1} R^{-1} U^{-2}) u_{T_D} = u_{T_D}$$

$$u_{C_M, \rho} = \frac{\delta C_{M, \rho}}{C_M} = \frac{\rho}{C_M} \frac{\partial C_M}{\partial \rho} u_{\rho} = \frac{\rho}{2 T_D \rho^{-1} A^{-1} R^{-1} U^{-2}} (-2 T_D A^{-1} R^{-1} U^{-2}) u_{\rho} = -u_{\rho}$$

$$u_{C_M, A} = \frac{\delta C_{M, A}}{C_M} = \frac{A}{C_M} \frac{\partial C_M}{\partial A} u_A = \frac{A}{2 T_D \rho^{-1} A^{-1} R^{-1} U^{-2}} (-2 T_D \rho^{-1} R^{-1} U^{-2}) u_A = -u_A$$

$$u_{C_M, R} = \frac{\delta C_{M, R}}{C_M} = \frac{R}{C_M} \frac{\partial C_M}{\partial R} u_R = \frac{R}{2 T_D \rho^{-1} A^{-1} R^{-1} U^{-2}} (-2 T_D \rho^{-1} A^{-1} U^{-2}) u_R = -u_R$$

$$u_{C_M, U} = \frac{\delta C_{M, U}}{C_M} = \frac{U}{C_M} \frac{\partial C_M}{\partial U} u_U = \frac{U}{2 T_D \rho^{-1} A^{-1} R^{-1} U^{-2}} (-4 T_D \rho^{-1} A^{-1} R^{-1}) u_U = -2 u_U$$

$$u_{C_M} = \pm [(u_{T_D})^2 + (-u_{\rho})^2 + (-u_A)^2 + (-u_R)^2 + (-2u_U)^2]^{\frac{1}{2}}$$

$$u_{C_M} = \pm [(4,00 \times 10^{-2})^2 + (-3,64 \times 10^{-3})^2 + (-1,04 \times 10^{-3})^2 + (-9,82 \times 10^{-4})^2 + (-2 \times 1 \times 10^{-2})^2]^{\frac{1}{2}}$$

$$u_{C_M} = \pm 4,49 \times 10^{-2} = \pm 4,49\%$$

11. *Uncertainty perhitungan coefficient of power (CoP)*

$$CoP = C_M \cdot \lambda$$

$$u_{CoP, C_M} = \frac{\delta CoP_{C_M}}{CoP} = \frac{C_M}{CoP} \frac{\partial CoP}{\partial C_M} u_{C_M} = \frac{C_M}{C_M \cdot \lambda} (\lambda) u_{C_M} = u_{C_M}$$

$$u_{CoP, \lambda} = \frac{\delta CoP_{\lambda}}{CoP} = \frac{\lambda}{CoP} \frac{\partial CoP}{\partial \lambda} u_{\lambda} = \frac{\lambda}{C_M \cdot \lambda} (C_M) u_{\lambda} = u_{\lambda}$$

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

$$u_{CoP} = \pm [(4,49 \times 10^{-2})^2 + (1,00 \times 10^{-2})^2]^{\frac{1}{2}}$$

$$u_{CoP} = \pm 4,60 \times 10^{-2} = \pm 4,60\%$$

12. *Uncertainty perhitungan coefficient of static torque (C_{TS})*

$$C_{TS} = \frac{T_S}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot R \cdot U^2} = 2T_S \rho^{-1} A^{-1} R^{-1} U^{-2}$$

$$u_{T_S} = \pm \frac{0,01 \text{ m/s}}{2,75 \text{ m/s}} = \pm 3,64 \times 10^{-3}$$

$$u_{C_{TS}, T_S} = \frac{\delta C_{TS, T_S}}{C_{TS}} = \frac{T_S}{C_{TS}} \frac{\partial C_{TS}}{\partial T_S} u_{T_S} = \frac{T_S}{2T_S \rho^{-1} A^{-1} R^{-1} U^{-2}} (2\rho^{-1} A^{-1} R^{-1} U^{-2}) u_{T_S} = u_{T_S}$$

$$u_{C_{TS}, \rho} = \frac{\delta C_{TS, \rho}}{C_{TS}} = \frac{\rho}{C_{TS}} \frac{\partial C_{TS}}{\partial \rho} u_{\rho} = \frac{\rho}{2T_S \rho^{-1} A^{-1} R^{-1} U^{-2}} (-2T_S A^{-1} R^{-1} U^{-2}) u_{\rho} = -u_{\rho}$$

$$u_{C_{TS}, A} = \frac{\delta C_{TS, A}}{C_{TS}} = \frac{A}{C_{TS}} \frac{\partial C_{TS}}{\partial A} u_A = \frac{A}{2T_S \rho^{-1} A^{-1} R^{-1} U^{-2}} (-2T_S \rho^{-1} R^{-1} U^{-2}) u_A = -u_A$$

$$u_{C_{TS}, R} = \frac{\delta C_{TS, R}}{C_{TS}} = \frac{R}{C_{TS}} \frac{\partial C_{TS}}{\partial R} u_R = \frac{R}{2T_S \rho^{-1} A^{-1} R^{-1} U^{-2}} (-2T_S \rho^{-1} A^{-1} U^{-2}) u_R = -u_R$$

$$u_{C_{TS}, U} = \frac{\delta C_{TS, U}}{C_{TS}} = \frac{U}{C_{TS}} \frac{\partial C_{TS}}{\partial U} u_U = \frac{U}{2T_S \rho^{-1} A^{-1} R^{-1} U^{-2}} (-4T_S \rho^{-1} A^{-1} R^{-1}) u_U = -2u_U$$

$$u_{C_{TS}} = \pm [(u_{T_S})^2 + (-u_{\rho})^2 + (-u_A)^2 + (-u_R)^2 + (-2u_U)^2]^{\frac{1}{2}}$$

$$u_{C_{TS}} = \pm [(3,64 \times 10^{-3})^2 + (-3,64 \times 10^{-3})^2 + (-1,04 \times 10^{-3})^2 + (-9,82 \times 10^{-4})^2 + (-2 \times 1 \times 10^{-2})^2]^{\frac{1}{2}}$$

$$u_{C_{TS}} = \pm 2,07 \times 10^{-2} = \pm 2,07\%$$

Berdasarkan perhitungan tersebut, hasil perhitungan *uncertainty* untuk *coefficient of power* dan *coefficient of static torque* maksimum turbin konvensional pada kecepatan angin 6 m/s ditunjukkan pada Tabel 3.13 berikut.

Tabel 3.13 *Uncertainty* pada Parameter Turbin Konvensional dengan Kecepatan Angin 6 m/s

Parameter	<i>Uncertainty</i>
Bilangan Reynolds	1,20%
<i>Tip speed ratio</i>	1,00%
<i>Coefficient of moment</i>	4,49%
<i>Coefficient of power</i>	4,60%
<i>Coefficient of static torque</i>	2,07%

BAB IV ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Contoh Perhitungan

Contoh perhitungan dilakukan menggunakan data ke-5 turbin konfigurasi 1 pada kecepatan angin sebesar 6 m/s. Kondisi fluida kerja berupa udara diketahui sebagai berikut.

1. Tekanan absolut udara pada kondisi standar (P_1) = $1,01325 \times 10^5 \text{ N/m}^2$.
2. Temperatur udara pada kondisi standar (T_1) = 288 K.
3. Massa jenis udara pada kondisi standar (ρ_1) = $1,225 \text{ kg/m}^3$.
4. Temperatur udara pada saat penelitian (T_2) = 299,0 K.

Pada penelitian ini dilakukan perhitungan bilangan Reynolds, *tip speed ratio*, *coefficient of moment*, *coefficient of power*, dan *coefficient of static torque* yang dijabarkan sebagai berikut.

4.1.1 Bilangan Reynolds

Persamaan Boyle – Gay Lussac untuk membandingkan gas yang sama dalam kondisi berbeda didefinisikan sebagai

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

dengan $V = \frac{m}{\rho}$ sehingga didapatkan persamaan sebagai berikut

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

Pada kondisi 1 dan 2, tekanan udara dan massa udara memiliki nilai yang sama sehingga persamaan 4.2 menjadi

$$\rho_2 = \frac{T_1 \rho_1}{T_2} \quad (4.3)$$

Substitusi nilai T_1 , ρ_1 , dan T_2 yang telah ditentukan maka didapatkan massa jenis (ρ) udara pada saat penelitian sebagai berikut

$$\rho_2 = \frac{(288 \text{ K})(1,225 \text{ kg/m}^3)}{299,0 \text{ K}}$$

$$\rho_2 = 1,180 \text{ kg/m}^3$$

Persamaan Sutherland untuk menghubungkan viskositas dengan temperatur fluida didefinisikan sebagai

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

Untuk fluida berupa udara, ditentukan nilai-nilai variabel sebagai berikut

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

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

$$T = T_2 = 299,0 \text{ K}$$

Substitusi nilai-nilai tersebut ke persamaan 4.4 maka didapatkan viskositas (μ) udara pada saat penelitian sebagai berikut

$$\mu = \frac{\left(1,458 \cdot 10^{-6} \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s} \cdot \text{K}^{\frac{1}{2}}}\right) (299,0 \text{ K})^{\frac{3}{2}}}{110,4 \text{ K} + 299,0 \text{ K}}$$

$$\mu = 1,841 \cdot 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}$$

Bilangan Reynolds (Re) berdasarkan persamaan (2.3) dirumuskan sebagai berikut

$$\text{Re} = \frac{\rho \cdot U \cdot L}{\mu}$$

L adalah panjang karakteristik yang berdasarkan persamaan (2.4) dinyatakan sebagai

$$L = 2D - 2t - e$$

di mana,

$$D = 165,2 \text{ mm}$$

$$t = 3 \text{ mm}$$

$$e = 19 \text{ mm}$$

Maka, didapatkan nilai L sebagai berikut

$$L = 2(165,2 \text{ mm}) - 2(3 \text{ mm}) - 19 \text{ mm}$$

$$L = 305,4 \text{ mm}$$

Bilangan Reynolds pada kecepatan angin (U) sebesar 6 m/s didapatkan sebagai berikut

$$Re = \frac{(1,180 \text{ kg/m}^3)(6 \text{ m/s})(305,4 \text{ mm})(10^{-3} \text{ m/mm})}{1,841 \cdot 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}}$$

$$Re = 117.425$$

$$Re \approx 1,17 \cdot 10^5$$

Bilangan Reynolds untuk seluruh variasi kecepatan angin ditunjukkan pada Tabel 4.1.

Tabel 4.1 Bilangan Reynolds dengan Variasi Kecepatan Angin

U (m/s)	Re
4	78.000
5	97.000
6	117.000
7	136.000

4.1.2 Tip Speed Ratio

Kecepatan putaran turbin (ω) berdasarkan persamaan (2.19) didefinisikan sebagai

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

Berdasarkan data yang didapatkan, $n = 223,3 \text{ rpm}$. Maka, didapatkan nilai ω sebagai berikut

$$\omega = \frac{2\pi(223,3)}{60}$$

$$\omega = 23,38 \text{ rad/s}$$

Tip speed ratio (λ) berdasarkan persamaan (2.21) didefinisikan sebagai

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

di mana, $R = \frac{L}{2} = \frac{305,4 \text{ mm}}{2} = 152,7 \text{ mm}$. Maka didapatkan λ sebagai berikut

$$\lambda = \frac{(23,38 \text{ rad/s})(152,7 \text{ mm})(10^{-3} \text{ m/mm})}{6 \text{ m/s}}$$

$$\lambda = 0,60$$

4.1.3 Coefficient of Moment

Torsi dinamis (T_D) berdasarkan persamaan (2.18) didapatkan dengan perumusan sebagai berikut

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

di mana,

$$s = 340 \text{ gram} = 0,340 \text{ kg}$$

$$m = 70,13 \text{ gram} = 0,07013 \text{ kg}$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$r = 12,5 \text{ mm}$$

Maka didapatkan T_D sebagai berikut

$$T_D = ((0,340 - 0,07013)\text{kg})(9,81 \text{ m/s}^2) \times (12,5 \text{ mm})(10^{-3} \text{ m/mm})$$

$$T_D = 0,033 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Coefficient of moment (C_M) berdasarkan persamaan (2.26) dinyatakan sebagai berikut

$$C_M = \frac{T_D}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot R \cdot U^2}$$

A adalah luas proyeksi penampang turbin yang berdasarkan persamaan (2.13) ditentukan sebagai berikut

$$A = L \cdot H$$

di mana, $H = 295 \text{ mm}$ sehingga nilai A didapatkan sebagai

$$A = (305,4 \text{ mm})(295 \text{ mm})$$

$$A = 90.093 \text{ mm}^2$$

Maka didapatkan nilai C_M sebagai berikut

$$C_M = \frac{0,033 \text{ N} \cdot \text{m}}{\frac{1}{2} (1,180 \text{ kg/m}^3)(90.093 \text{ mm}^2)(152,7 \text{ mm})(6 \text{ m/s})^2(10^{-9} \text{ m}^3/\text{mm}^3)}$$

$$C_M = 0,114$$

4.1.4 *Coefficient of Power*

Coefficient of power (CoP) dihitung berdasarkan persamaan (2.24) sebagai berikut

$$\text{CoP} = C_M \cdot \lambda$$

$$\text{CoP} = (0,114)(0,60)$$

$$\text{CoP} = 0,0678$$

4.1.5 *Coefficient of Static Torque*

Coefficient of static torque (C_{TS}) berdasarkan persamaan (2.27) dinyatakan sebagai berikut

$$C_{TS} = \frac{T_S}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot R \cdot U^2}$$

di mana, $T_S = 3,10 \text{ N} \cdot \text{cm}$ sehingga C_{TS} didapatkan sebagai berikut

$$C_{TS} = \frac{3,10 \text{ N} \cdot \text{cm}(10^{-2} \text{ m/cm})}{\frac{1}{2} (1,180 \text{ kg/m}^3)(90.093 \text{ mm}^2)(152,7 \text{ mm})(6 \text{ m/s})^2(10^{-9} \text{ m}^3/\text{mm}^3)}$$

$$C_{TS} = 0,107$$

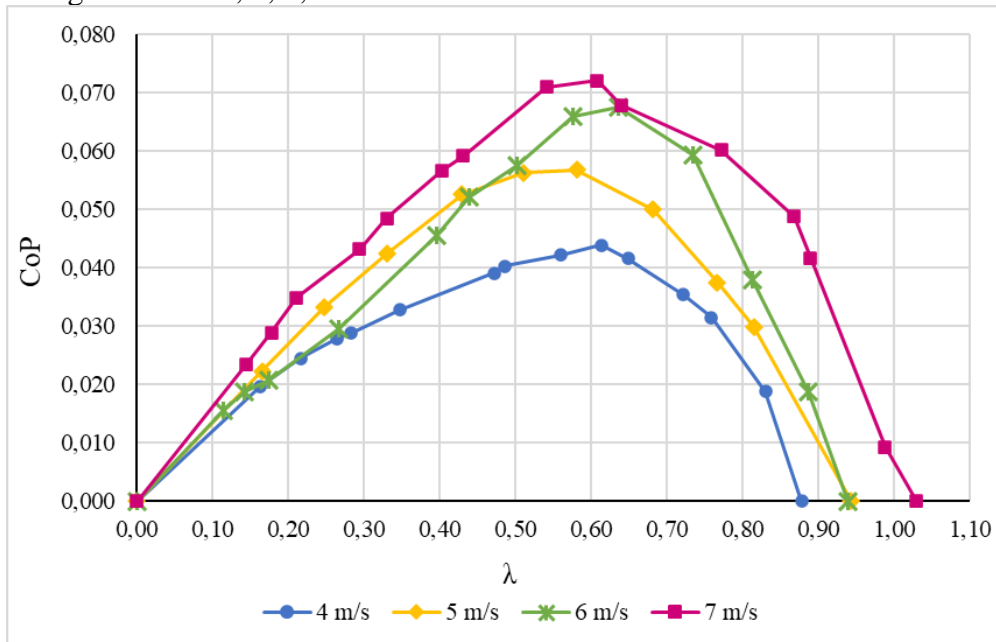
4.2 Analisis Performa Turbin Konvensional

Analisis dilakukan pada performa turbin konvensional tanpa penambahan silinder sirkular dengan variasi kecepatan. Performa turbin konvensional dalam kondisi awal tanpa pemasangan silinder sirkular akan digunakan sebagai pembanding terhadap turbin dengan pemasangan silinder sirkular dalam konfigurasi 1 dan 2. Analisis performa ditunjukkan dengan grafik *coefficient of power* (CoP) terhadap *tip speed ratio* (λ), grafik *coefficient of moment* (C_M) terhadap *tip speed ratio* (λ), dan grafik *coefficient of static torque* (C_{TS}) terhadap posisi sudut sudu (θ). Grafik-grafik tersebut ditunjukkan pada Gambar 4.1 hingga 4.3.

4.2.1 Analisis *Coefficient of Power* Turbin Konvensional

Analisis dilakukan dengan melihat grafik *coefficient of power* (CoP) terhadap *tip speed ratio* (λ) pada turbin konvensional tanpa penambahan silinder sirkular dengan variasi kecepatan angin. Nilai CoP merupakan rasio daya aktual yang dihasilkan turbin terhadap daya teoritis yang dimiliki angin. Daya aktual didapatkan dengan perkalian antara torsi dinamis dan kecepatan putaran turbin. Torsi dinamis diukur dengan *brake rope dynamometer* dan kecepatan putaran turbin diukur dengan *tachometer*. Nilai λ merupakan rasio kecepatan tangensial pada ujung sudu turbin terhadap kecepatan angin yang diberikan. Variasi nilai λ didapatkan dengan

menambahkan pembebanan pada *brake rope dynamometer*. Penelitian dilakukan dengan variasi kecepatan angin sebesar 4, 5, 6, dan 7 m/s.



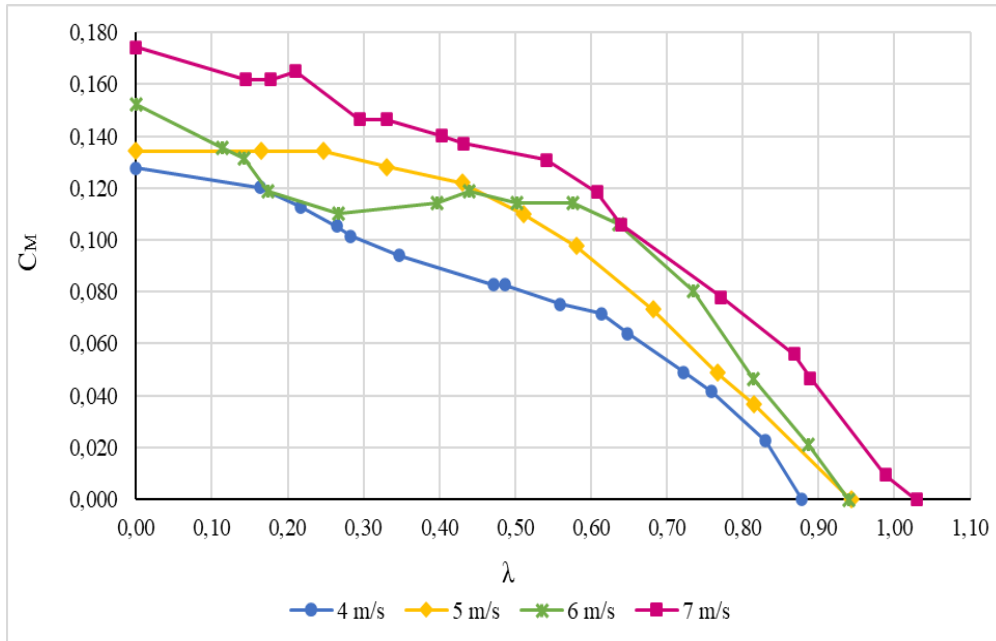
Gambar 4.1 Grafik *Coefficient of Power* (CoP) terhadap *Tip Speed Ratio* (λ) Turbin Konvensional pada Kecepatan Angin 4, 5, 6, dan 7 m/s

Grafik *coefficient of power* (CoP) terhadap *tip speed ratio* (λ) turbin konvensional dengan variasi kecepatan angin sebesar 4, 5, 6, dan 7 m/s ditunjukkan oleh Gambar 4.1. Grafik CoP terhadap λ mempunyai garis tren berbentuk parabola terbuka ke bawah. Seiring meningkatnya λ , nilai CoP meningkat hingga nilai CoP maksimum pada λ optimum. Setelah melewati λ optimum, nilai CoP menurun seiring meningkatnya λ . Pada turbin konvensional dengan kecepatan angin 4 m/s, CoP maksimum bernilai 0,0439 di $\lambda = 0,61$. Pada turbin konvensional dengan kecepatan angin 5 m/s, CoP maksimum bernilai 0,0567 di $\lambda = 0,58$. Pada turbin konvensional dengan kecepatan angin 6 m/s, CoP maksimum bernilai 0,0674 di $\lambda = 0,64$. Pada turbin konvensional dengan kecepatan angin 7 m/s, CoP maksimum bernilai 0,0720 di $\lambda = 0,61$. Maka, pada turbin konvensional dengan variasi kecepatan angin, CoP maksimum didapatkan pada nilai λ dari 0,58 hingga 0,64.

Pada saat λ bernilai maksimum yaitu ketika tidak diberikan pembebanan, CoP bernilai nol. Hal ini berarti turbin berputar dengan kecepatan putaran maksimum, tetapi tidak ada torsi dinamis yang dihasilkan karena tidak ada pembebanan yang diberikan. Kemudian, seiring pembebanan ditambahkan, kecepatan putaran turbin akan berkurang sehingga nilai λ berkurang. Selain itu, seiring pembebanan ditambahkan, torsi dinamis yang dihasilkan bertambah. Maka, nilai CoP yang merupakan perkalian antara torsi dinamis dan kecepatan putaran turbin akan meningkat seiring penambahan beban hingga titik CoP maksimum. Setelah nilai CoP maksimum yang didapatkan pada nilai λ optimum, penambahan beban akan menurunkan nilai CoP. Pada saat λ bernilai 0 maka pembebanan yang diberikan telah membuat turbin berhenti berputar. Pada variasi kecepatan angin sebesar 4, 5, 6, dan 7 m/s, nilai CoP meningkat seiring peningkatan kecepatan angin. Hal ini dikarenakan dengan meningkatnya kecepatan angin, energi angin yang diberikan angin semakin tinggi. Seiring peningkatan kecepatan angin, kecepatan putaran turbin akan meningkat. Momentum aliran fluida juga meningkat sehingga torsi dinamis yang dihasilkan turbin semakin meningkat. Nilai CoP tertinggi didapatkan pada kecepatan angin sebesar 7 m/s. Peningkatan nilai CoP seiring peningkatan kecepatan angin yang terjadi sesuai dengan hasil penelitian oleh Mahmoud, et al. (2012).

4.2.2 Analisis Coefficient of Moment Turbin Konvensional

Analisis dilakukan dengan melihat grafik *coefficient of moment* (C_M) terhadap *tip speed ratio* (λ) pada turbin konvensional tanpa penambahan silinder sirkular dengan variasi kecepatan angin. Nilai C_M merupakan rasio torsi dinamis aktual yang dihasilkan turbin terhadap torsi teoritis yang dapat dihasilkan turbin. Torsi dinamis turbin diukur menggunakan *brake rope dynamometer*. Nilai λ merupakan rasio kecepatan tangensial pada ujung turbin terhadap kecepatan angin yang diberikan. Variasi nilai λ didapatkan dengan menambahkan pembebanan pada *brake rope dynamometer*. Penelitian dilakukan dengan variasi kecepatan angin sebesar 4, 5, 6, dan 7 m/s.



Gambar 4.2 Grafik *Coefficient of Moment* (C_M) terhadap *Tip Speed Ratio* (λ) Turbin Konvensional pada Kecepatan Angin 4, 5, 6, dan 7 m/s

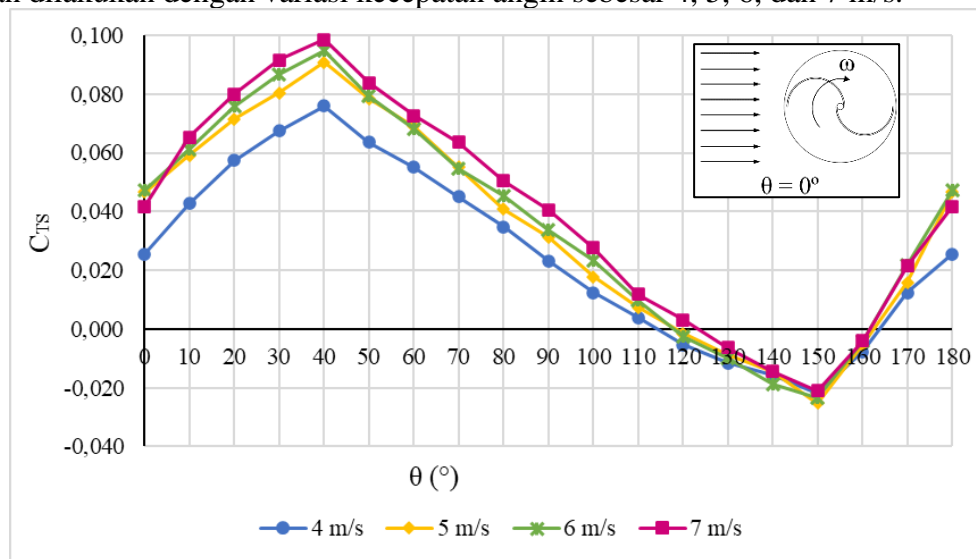
Grafik *coefficient of moment* (C_M) terhadap *tip speed ratio* (λ) turbin konvensional dengan variasi kecepatan angin sebesar 4, 5, 6, dan 7 m/s ditunjukkan oleh Gambar 4.2. Grafik C_M terhadap λ menunjukkan tren nilai C_M menurun seiring meningkatnya λ . Nilai C_M maksimum didapatkan pada $\lambda = 0$ yaitu ketika torsi dinamis yang dihasilkan bernilai maksimum. Sementara itu, $C_M = 0$ didapatkan saat λ bernilai maksimum yaitu ketika tidak ada pembebanan yang diberikan. Pada turbin konvensional dengan kecepatan angin 4 m/s, C_M maksimum bernilai 0,1277 dan λ maksimum bernilai 0,88. Pada turbin konvensional dengan kecepatan angin 5 m/s, C_M maksimum bernilai 0,1343 dan λ maksimum bernilai 0,94. Pada turbin konvensional dengan kecepatan angin 6 m/s, C_M maksimum bernilai 0,1525 dan λ maksimum bernilai 0,94. Pada turbin konvensional dengan kecepatan angin 7 m/s, C_M maksimum bernilai 0,1744 dan λ maksimum bernilai 1,03. Pada rentang operasi λ turbin sebesar 0,4 hingga 0,7, secara umum nilai C_M meningkat seiring peningkatan kecepatan angin.

Pada saat λ bernilai maksimum yaitu ketika tidak diberikan pembebanan, C_M bernilai nol. Hal ini berarti turbin berputar dengan kecepatan putaran maksimum, tetapi tidak ada torsi dinamis yang dihasilkan karena tidak ada pembebanan yang diberikan. Kemudian, seiring pembebanan ditambahkan, kecepatan putaran turbin akan berkurang sehingga nilai λ berkurang. Selain itu, seiring pembebanan ditambahkan, torsi dinamis yang dihasilkan bertambah sehingga nilai C_M bertambah. Pada saat λ bernilai 0 maka pembebanan yang diberikan telah membuat turbin berhenti berputar. Pada variasi kecepatan angin sebesar 4, 5, 6, dan 7 m/s, seperti halnya pada nilai CoP, nilai C_M meningkat seiring peningkatan kecepatan angin. Hal ini dikarenakan

dengan meningkatnya kecepatan angin, energi angin yang diberikan angin semakin tinggi. Seiring peningkatan kecepatan angin, momentum aliran fluida meningkat sehingga torsi dinamis yang dihasilkan turbin meningkat. Nilai C_M maksimum tertinggi didapatkan pada kecepatan angin sebesar 7 m/s. Penurunan C_M untuk kecepatan angin sebesar 6 m/s pada λ sebesar 0,14 hingga 0,44 diduga terjadi karena kesalahan dalam pengukuran torsi dinamis turbin akibat adanya resonansi dari getaran pada poros turbin.

4.2.3 Analisis Coefficient of Static Torque Turbin Konvensional

Analisis dilakukan dengan melihat grafik *coefficient of static torque* (C_{TS}) terhadap posisi sudut sudu (θ) pada turbin konvensional tanpa penambahan silinder sirkular dengan variasi kecepatan angin. Nilai C_{TS} merupakan rasio torsi statis aktual yang dihasilkan turbin terhadap torsi teoritis yang dapat dihasilkan turbin. Torsi statis turbin diukur menggunakan *torquemeter*. Nilai θ divariasikan sebesar 0° hingga 180° dengan kenaikan sebesar 10° . Penelitian dilakukan dengan variasi kecepatan angin sebesar 4, 5, 6, dan 7 m/s.



Gambar 4.3 Grafik *Coefficient of Static Torque* (C_{TS}) terhadap Posisi Sudu Sudu (θ) Turbin Konvensional pada Kecepatan Angin 4, 5, 6, dan 7 m/s

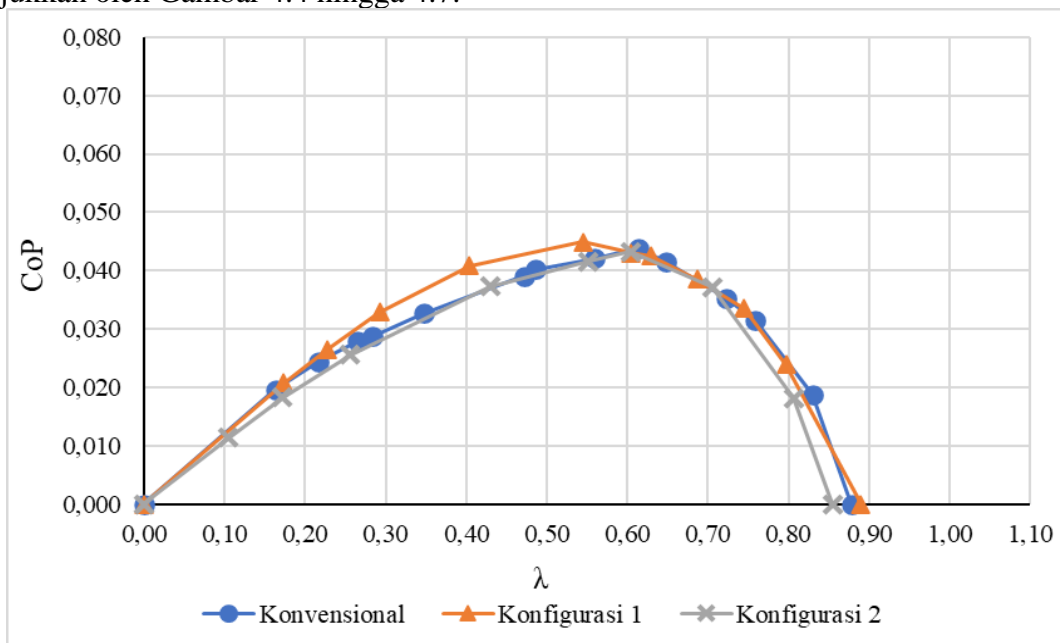
Grafik *coefficient of static torque* (C_{TS}) terhadap posisi sudut sudu (θ) turbin konvensional dengan variasi kecepatan angin sebesar 4, 5, 6, dan 7 m/s ditunjukkan oleh Gambar 4.3. Grafik C_{TS} terhadap θ menunjukkan bahwa mulai dari $\theta = 0^\circ$, nilai C_{TS} meningkat seiring peningkatan θ hingga titik C_{TS} maksimum pada $\theta = 40^\circ$. Setelah nilai C_{TS} maksimum, nilai C_{TS} menurun seiring peningkatan θ hingga titik C_{TS} minimum pada $\theta = 150^\circ$. Setelah nilai C_{TS} minimum, nilai C_{TS} meningkat seiring peningkatan θ hingga $\theta = 180^\circ$. Nilai C_{TS} pada $\theta = 0^\circ$ sama dengan nilai C_{TS} pada $\theta = 180^\circ$ karena posisi sudu saat $\theta = 0^\circ$ dan 180° sama. Pada turbin konvensional dengan kecepatan angin 4 m/s, C_{TS} maksimum bernilai 0,076, C_{TS} minimum bernilai -0,022, dan C_{TS} bernilai negatif pada $\theta = 120^\circ$ hingga 160° . Pada turbin konvensional dengan kecepatan angin 5 m/s, C_{TS} maksimum bernilai 0,091, C_{TS} minimum bernilai -0,025, dan C_{TS} bernilai negatif pada $\theta = 120^\circ$ hingga 160° . Pada turbin konvensional dengan kecepatan angin 6 m/s, C_{TS} maksimum bernilai 0,095, C_{TS} minimum bernilai -0,023, dan C_{TS} bernilai negatif pada $\theta = 120^\circ$ hingga 160° . Pada turbin konvensional dengan kecepatan angin 7 m/s, C_{TS} maksimum bernilai 0,099, C_{TS} minimum bernilai -0,021, dan C_{TS} bernilai negatif pada $\theta = 130^\circ$ hingga 160° .

Pada $\theta = 0^\circ$ hingga 40° , nilai C_{TS} meningkat seiring peningkatan nilai θ karena sudu *advancing* semakin membuka ke arah datang angin. Pada $\theta = 40^\circ$, C_{TS} mencapai nilai maksimum karena sudu *advancing* berada lebih dekat dengan arah datang angin dibandingkan sudu *returning* sehingga selisih gaya *drag* pada sudu *advancing* dan sudu *returning* besar.

Seiring penambahan θ , sudu *advancing* semakin menjauhi arah datang angin dan sudu *returning* semakin mendekati arah datang angin sehingga gaya *drag* pada sudu *advancing* akan berkurang sedangkan gaya *drag* pada sudu *returning* semakin bertambah. Maka, selisih gaya *drag* pada sudu *advancing* dan *returning* semakin menurun sehingga nilai C_{TS} semakin menurun. Pada $\theta = 120^\circ$ untuk kecepatan angin 4, 5, dan 6 m/s dan pada $\theta = 130^\circ$ untuk kecepatan angin 7 m/s, gaya *drag* pada sudu *returning* lebih besar daripada gaya *drag* pada sudu *advancing* sehingga nilai torsi statis dan C_{TS} menjadi negatif. Nilai C_{TS} akan terus menurun hingga mencapai nilai minimum pada $\theta = 150^\circ$. C_{TS} akan bernilai negatif hingga $\theta = 160^\circ$. C_{TS} yang bernilai negatif menunjukkan turbin tidak memiliki kemampuan untuk mulai berputar dengan sendirinya atau *self-starting* pada sudut tersebut. Pada variasi kecepatan angin sebesar 4, 5, 6, dan 7 m/s, seperti halnya pada nilai CoP dan C_M maksimum, nilai C_{TS} maksimum meningkat seiring peningkatan kecepatan angin. Hal ini dikarenakan dengan meningkatnya kecepatan angin, energi angin yang diberikan angin semakin tinggi. Seiring peningkatan kecepatan angin, momentum aliran fluida meningkat sehingga torsi statis yang dihasilkan turbin meningkat. Nilai C_{TS} maksimum tertinggi didapatkan pada kecepatan angin sebesar 7 m/s. Selain itu, kemampuan *self-starting* turbin semakin meningkat seiring peningkatan kecepatan angin.

4.3 Analisis Perbandingan *Coefficient of Power* Turbin

Analisis dilakukan dengan membandingkan grafik *coefficient of power* (CoP) terhadap *tip speed ratio* (λ) pada turbin konvensional, konfigurasi 1, dan konfigurasi 2. Pada konfigurasi 1, silinder sirkular dengan $d/D = 0,5$ diletakkan di samping sudu *advancing* turbin angin Savonius pada jarak $Y/D = 1,42$. Pada konfigurasi 2, silinder sirkular dengan $d/D = 0,5$ diletakkan di samping sudu *advancing* turbin angin Savonius pada jarak $Y/D = 1,42$ dan di depan sudu *returning* turbin angin Savonius pada jarak $S/D = 1,42$. Penelitian dilakukan dengan variasi kecepatan angin sebesar 4, 5, 6, dan 7 m/s. Perbandingan grafik CoP terhadap λ pada turbin konvensional, konfigurasi 1, dan konfigurasi 2 dengan variasi kecepatan angin ditunjukkan oleh Gambar 4.4 hingga 4.7.



Gambar 4.4 Grafik *Coefficient of Power* (CoP) terhadap *Tip Speed Ratio* (λ) Turbin Konvensional, Konfigurasi 1, dan Konfigurasi 2 pada Kecepatan Angin 4 m/s

Grafik *coefficient of power* (CoP) terhadap *tip speed ratio* (λ) turbin konvensional, konfigurasi 1, dan konfigurasi 2 pada kecepatan angin 4 m/s ditunjukkan oleh Gambar 4.4.

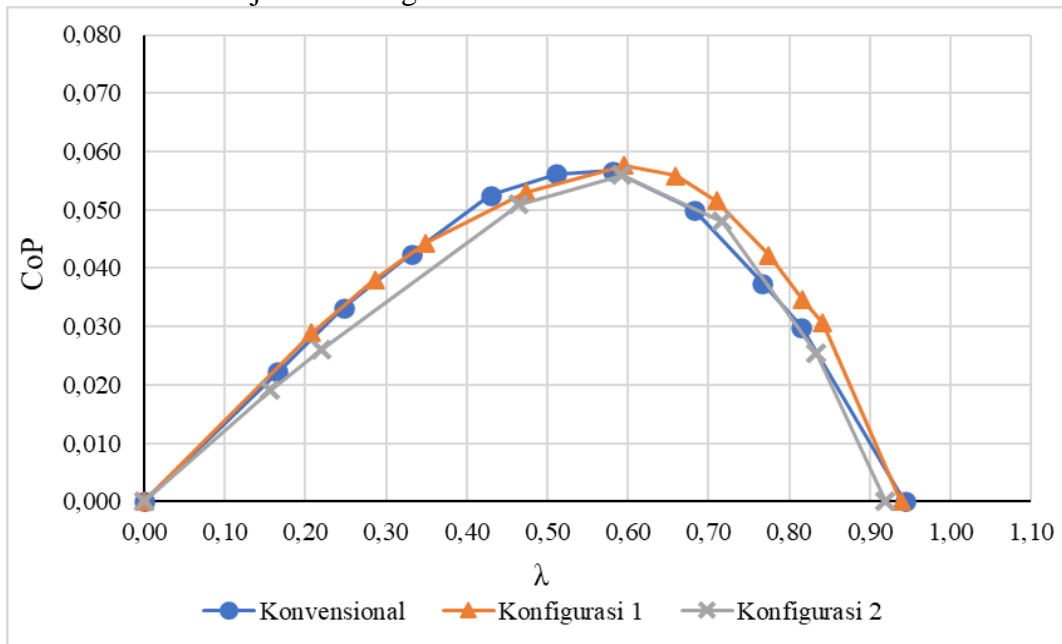
Grafik CoP terhadap λ mempunyai garis tren berbentuk parabola terbuka ke bawah. Seiring meningkatnya λ , nilai CoP meningkat hingga nilai CoP maksimum pada λ optimum. Setelah melewati λ optimum, nilai CoP menurun seiring meningkatnya λ . Pada turbin konvensional dengan kecepatan angin 4 m/s, CoP maksimum bernilai 0,0439 di $\lambda = 0,61$. Pada konfigurasi 1 dengan kecepatan angin 4 m/s, CoP maksimum bernilai 0,0449 di $\lambda = 0,55$. Pada konfigurasi 2 dengan kecepatan angin 4 m/s, CoP maksimum bernilai 0,0433 di $\lambda = 0,60$. Pada kecepatan angin 4 m/s, terjadi peningkatan CoP maksimum pada konfigurasi 1 relatif terhadap turbin konvensional sebesar 2,43%. Sementara itu, terjadi penurunan CoP maksimum pada konfigurasi 2 relatif terhadap turbin konvensional sebesar 1,30% dan relatif terhadap konfigurasi 1 sebesar 3,64%. Namun, bila memperhatikan *uncertainty* pada CoP maksimum, peningkatan CoP pada konfigurasi 1 dan penurunan CoP pada konfigurasi 2 relatif terhadap turbin konvensional menjadi tidak signifikan.

Peningkatan performa yang terjadi pada konfigurasi 1 relatif terhadap turbin konvensional pada kecepatan angin 4 m/s tidak signifikan sehingga grafik CoP konfigurasi 1 berimpit dengan grafik turbin konvensional. Hal ini terjadi karena pemasangan silinder sirkular di samping sudu *advancing* yang terlalu dekat dengan turbin. Pemasangan silinder sirkular di samping sudu *advancing* tidak menimbulkan efek *nozzle* yang optimum pada aliran di antara silinder sirkular dan sudu *advancing*. Pada daerah aliran *attached* di sudu *advancing* terjadi sedikit peningkatan kecepatan sehingga tekanan di belakang sudu *advancing* sedikit menurun. Hal ini menyebabkan perbedaan tekanan di depan dan belakang sudu *advancing* tidak meningkat signifikan sehingga gaya *drag* di sudu *advancing* juga tidak meningkat signifikan. Tidak terjadi peningkatan signifikan pada selisih gaya *drag* pada sudu *advancing* dan *returning* sehingga torsi dan daya turbin tidak meningkat signifikan. Hal tersebut sesuai dengan hasil penelitian oleh Setiawan, et al. (2019) yang menyatakan terjadi peningkatan performa turbin Savonius dengan penambahan silinder sirkular di samping sudu *advancing*.

Penurunan performa pada konfigurasi 2 relatif terhadap turbin konvensional dan konfigurasi 1 pada kecepatan angin 4 m/s tidak signifikan sehingga grafik CoP konfigurasi 2 berimpit dengan grafik turbin konvensional. Hal ini terjadi karena pemasangan silinder sirkular di depan sudu *returning* yang terlalu dekat dengan turbin. Penempatan silinder sirkular di depan sudu *returning* yang terlalu dekat menyebabkan *wake* di belakang silinder sirkular tidak memberikan penurunan tekanan di depan sudu *returning*. Hal tersebut menyebabkan tidak terjadi penurunan gaya *drag* di sudu *returning*. Di samping itu, diduga *shear layer* yang terlepas dari silinder sirkular mengenai *boundary layer* di permukaan sudu *returning* yang sudah turbulen sehingga tidak terjadi penundaan titik separasi. *Wake* di belakang sudu *returning* tidak menyempit sehingga tidak terjadi penurunan gaya *drag* pada sudu *returning*. Hal tersebut sesuai dengan hasil penelitian oleh Triyogi, et al. (2021) yang menyatakan pemasangan silinder sirkular di depan sudu *returning* turbin Savonius dengan jarak yang terlalu dekat tidak mampu memperbaiki performa turbin.

Grafik *coefficient of power* (CoP) terhadap *tip speed ratio* (λ) turbin konvensional, konfigurasi 1, dan konfigurasi 2 pada kecepatan angin 5 m/s ditunjukkan oleh Gambar 4.5. Grafik CoP terhadap λ mempunyai garis tren berbentuk parabola terbuka ke bawah. Seiring meningkatnya λ , nilai CoP meningkat hingga nilai CoP maksimum pada λ optimum. Setelah melewati λ optimum, nilai CoP menurun seiring meningkatnya λ . Pada turbin konvensional dengan kecepatan angin 5 m/s, CoP maksimum bernilai 0,0567 di $\lambda = 0,58$. Pada konfigurasi 1 dengan kecepatan angin 5 m/s, CoP maksimum bernilai 0,0576 di $\lambda = 0,60$. Pada konfigurasi 2 dengan kecepatan angin 5 m/s, CoP maksimum bernilai 0,0559 di $\lambda = 0,59$. Pada kecepatan angin 5 m/s, terjadi peningkatan CoP maksimum pada konfigurasi 1 relatif terhadap turbin konvensional sebesar 1,60%. Sementara itu, terjadi penurunan CoP maksimum pada konfigurasi 2 relatif terhadap turbin konvensional sebesar 1,40% dan relatif terhadap

konfigurasi 1 sebesar 2,95%. Namun, bila memperhatikan *uncertainty* pada CoP maksimum, peningkatan CoP pada konfigurasi 1 dan penurunan CoP pada konfigurasi 2 relatif terhadap turbin konvensional menjadi tidak signifikan.

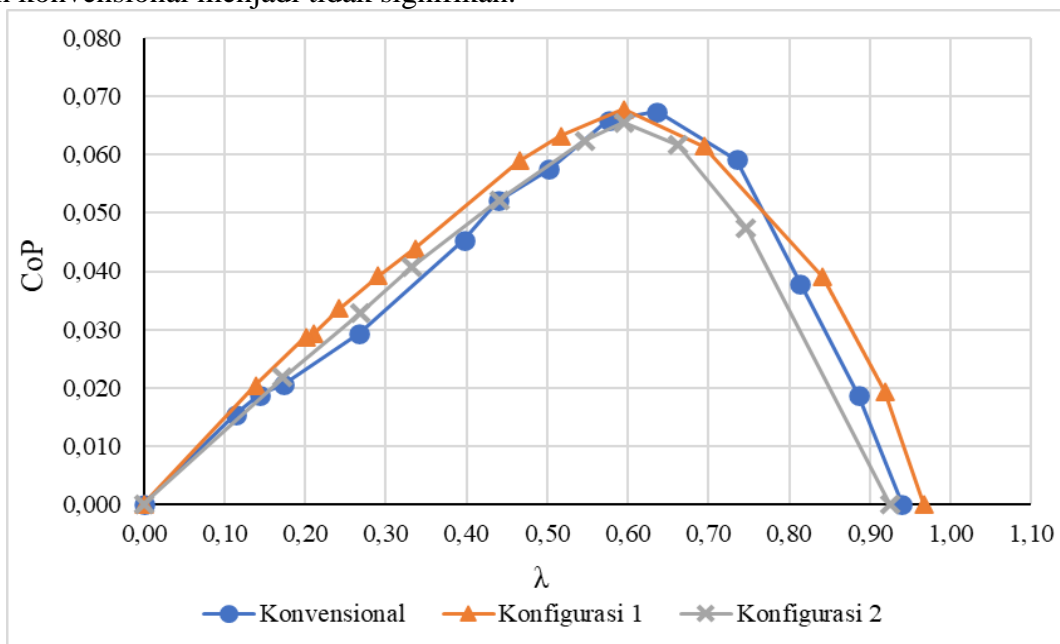


Gambar 4.5 Grafik *Coefficient of Power (CoP)* terhadap *Tip Speed Ratio (λ)* Turbin Konvensional, Konfigurasi 1, dan Konfigurasi 2 pada Kecepatan Angin 5 m/s

Peningkatan performa yang terjadi pada konfigurasi 1 relatif terhadap turbin konvensional pada kecepatan angin 5 m/s tidak signifikan sehingga grafik CoP konfigurasi 1 berimpit dengan grafik turbin konvensional. Hal ini terjadi karena pemasangan silinder sirkular di samping sudu *advancing* yang terlalu dekat dengan turbin. Pemasangan silinder sirkular di samping sudu *advancing* tidak menimbulkan efek *nozzle* yang optimum pada aliran di antara silinder sirkular dan sudu *advancing*. Pada daerah aliran *attached* di sudu *advancing* terjadi sedikit peningkatan kecepatan sehingga tekanan di belakang sudu *advancing* sedikit menurun. Hal ini menyebabkan perbedaan tekanan di depan dan belakang sudu *advancing* tidak meningkat signifikan sehingga gaya *drag* di sudu *advancing* juga tidak meningkat signifikan. Tidak terjadi peningkatan signifikan pada selisih gaya *drag* pada sudu *advancing* dan *returning* sehingga torsi dan daya turbin tidak meningkat signifikan. Hal tersebut sesuai dengan hasil penelitian oleh Setiawan, et al. (2019) yang menyatakan terjadi peningkatan performa turbin Savonius dengan penambahan silinder sirkular di samping sudu *advancing*.

Penurunan performa pada konfigurasi 2 relatif terhadap turbin konvensional dan konfigurasi 1 pada kecepatan angin 5 m/s tidak signifikan sehingga grafik CoP konfigurasi 2 berimpit dengan grafik turbin konvensional. Hal ini terjadi karena pemasangan silinder sirkular di depan sudu *returning* yang terlalu dekat dengan turbin. Penempatan silinder sirkular di depan sudu *returning* yang terlalu dekat menyebabkan *wake* di belakang silinder sirkular tidak memberikan penurunan tekanan di depan sudu *returning*. Hal tersebut menyebabkan tidak terjadi penurunan gaya *drag* di sudu *returning*. Di samping itu, diduga *shear layer* yang terlepas dari silinder sirkular mengenai *boundary layer* di permukaan sudu *returning* yang sudah turbulen sehingga tidak terjadi penundaan titik separasi. *Wake* di belakang sudu *returning* tidak menyempit sehingga tidak terjadi penurunan gaya *drag* pada sudu *returning*. Hal tersebut sesuai dengan hasil penelitian oleh Triyogi, et al. (2021) yang menyatakan pemasangan silinder sirkular di depan sudu *returning* turbin Savonius dengan jarak yang terlalu dekat tidak mampu memperbaiki performa turbin.

Grafik *coefficient of power* (CoP) terhadap *tip speed ratio* (λ) turbin konvensional, konfigurasi 1, dan konfigurasi 2 pada kecepatan angin 6 m/s ditunjukkan oleh Gambar 4.6. Grafik CoP terhadap λ mempunyai garis tren berbentuk parabola terbuka ke bawah. Seiring meningkatnya λ , nilai CoP meningkat hingga nilai CoP maksimum pada λ optimum. Setelah melewati λ optimum, nilai CoP menurun seiring meningkatnya λ . Pada turbin konvensional dengan kecepatan angin 6 m/s, CoP maksimum bernilai 0,0674 di $\lambda = 0,64$. Pada konfigurasi 1 dengan kecepatan angin 6 m/s, CoP maksimum bernilai 0,0678 di $\lambda = 0,60$. Pada konfigurasi 2 dengan kecepatan angin 6 m/s, CoP maksimum bernilai 0,0655 di $\lambda = 0,60$. Pada kecepatan angin 6 m/s, terjadi peningkatan CoP maksimum pada konfigurasi 1 relatif terhadap turbin konvensional sebesar 0,55%. Sementara itu, terjadi penurunan CoP maksimum pada konfigurasi 2 relatif terhadap turbin konvensional sebesar 2,85% dan relatif terhadap konfigurasi 1 sebesar 3,37%. Namun, bila memperhatikan *uncertainty* pada CoP maksimum, peningkatan CoP pada konfigurasi 1 dan penurunan CoP pada konfigurasi 2 relatif terhadap turbin konvensional menjadi tidak signifikan.



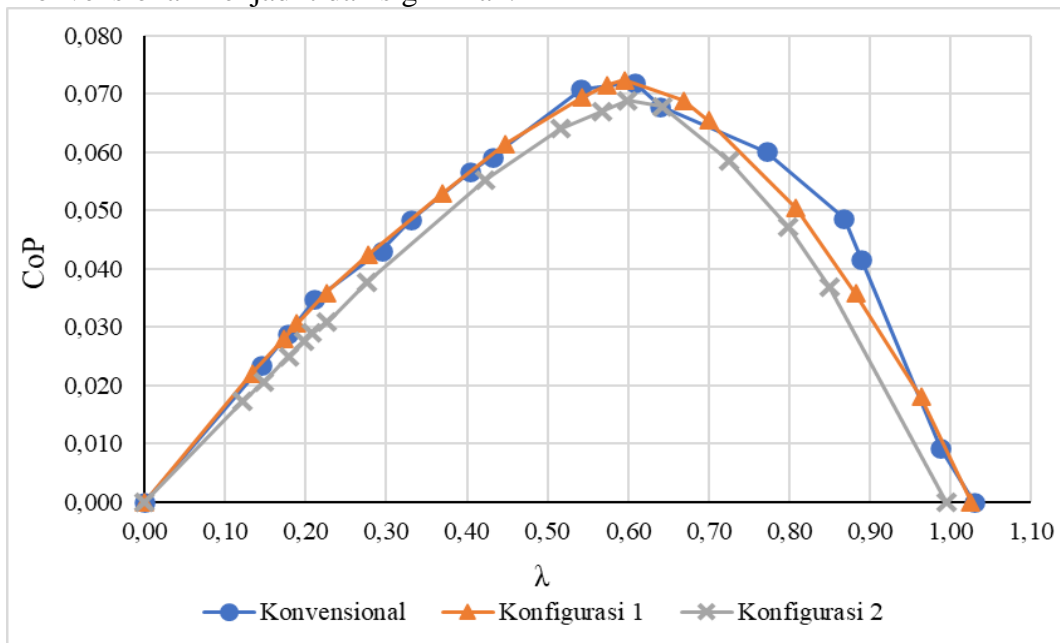
Gambar 4.6 Grafik *Coefficient of Power* (CoP) terhadap *Tip Speed Ratio* (λ) Turbin Konvensional, Konfigurasi 1, dan Konfigurasi 2 pada Kecepatan Angin 6 m/s

Peningkatan performa yang terjadi pada konfigurasi 1 relatif terhadap turbin konvensional pada kecepatan angin 6 m/s tidak signifikan sehingga grafik CoP konfigurasi 1 berimpit dengan grafik turbin konvensional. Hal ini terjadi karena pemasangan silinder sirkular di samping sudu *advancing* yang terlalu dekat dengan turbin. Pemasangan silinder sirkular di samping sudu *advancing* tidak menimbulkan efek *nozzle* yang optimum pada aliran di antara silinder sirkular dan sudu *advancing*. Pada daerah aliran *attached* di sudu *advancing* terjadi sedikit peningkatan kecepatan sehingga tekanan di belakang sudu *advancing* sedikit menurun. Hal ini menyebabkan perbedaan tekanan di depan dan belakang sudu *advancing* tidak meningkat signifikan sehingga gaya *drag* di sudu *advancing* juga tidak meningkat signifikan. Tidak terjadi peningkatan signifikan pada selisih gaya *drag* pada sudu *advancing* dan *returning* sehingga torsi dan daya turbin tidak meningkat signifikan. Hal tersebut sesuai dengan hasil penelitian oleh Setiawan, et al. (2019) yang menyatakan terjadi peningkatan performa turbin Savonius dengan penambahan silinder sirkular di samping sudu *advancing*.

Penurunan performa pada konfigurasi 2 relatif terhadap turbin konvensional dan konfigurasi 1 pada kecepatan angin 6 m/s tidak signifikan sehingga grafik CoP konfigurasi 2

berimpit dengan grafik turbin konvensional. Hal ini terjadi karena pemasangan silinder sirkular di depan sudu *returning* yang terlalu dekat dengan turbin. Penempatan silinder sirkular di depan sudu *returning* yang terlalu dekat menyebabkan *wake* di belakang silinder sirkular tidak memberikan penurunan tekanan di depan sudu *returning*. Hal tersebut menyebabkan tidak terjadi penurunan gaya *drag* di sudu *returning*. Di samping itu, diduga *shear layer* yang terlepas dari silinder sirkular mengenai *boundary layer* di permukaan sudu *returning* yang sudah turbulen sehingga tidak terjadi penundaan titik separasi. *Wake* di belakang sudu *returning* tidak menyempit sehingga tidak terjadi penurunan gaya *drag* pada sudu *returning*. Hal tersebut sesuai dengan hasil penelitian oleh Triyogi, et al. (2021) yang menyatakan pemasangan silinder sirkular di depan sudu *returning* turbin Savonius dengan jarak yang terlalu dekat tidak mampu memperbaiki performa turbin.

Grafik *coefficient of power* (CoP) terhadap *tip speed ratio* (λ) turbin konvensional, konfigurasi 1, dan konfigurasi 2 pada kecepatan angin 7 m/s ditunjukkan oleh Gambar 4.7. Grafik CoP terhadap λ mempunyai garis tren berbentuk parabola terbuka ke bawah. Seiring meningkatnya λ , nilai CoP meningkat hingga nilai CoP maksimum pada λ optimum. Setelah melewati λ optimum, nilai CoP menurun seiring meningkatnya λ . Pada turbin konvensional dengan kecepatan angin 7 m/s, CoP maksimum bernilai 0,0720 di $\lambda = 0,61$. Pada konfigurasi 1 dengan kecepatan angin 7 m/s, CoP maksimum bernilai 0,0723 di $\lambda = 0,60$. Pada konfigurasi 2 dengan kecepatan angin 7 m/s, CoP maksimum bernilai 0,0688 di $\lambda = 0,60$. Pada kecepatan angin 7 m/s, terjadi peningkatan CoP maksimum pada konfigurasi 1 relatif terhadap turbin konvensional sebesar 0,50%. Sementara itu, terjadi penurunan CoP maksimum pada konfigurasi 2 relatif terhadap turbin konvensional sebesar 4,35% dan relatif terhadap konfigurasi 1 sebesar 4,83%. Namun, bila memperhatikan *uncertainty* pada CoP maksimum, peningkatan CoP pada konfigurasi 1 dan penurunan CoP pada konfigurasi 2 relatif terhadap turbin konvensional menjadi tidak signifikan.

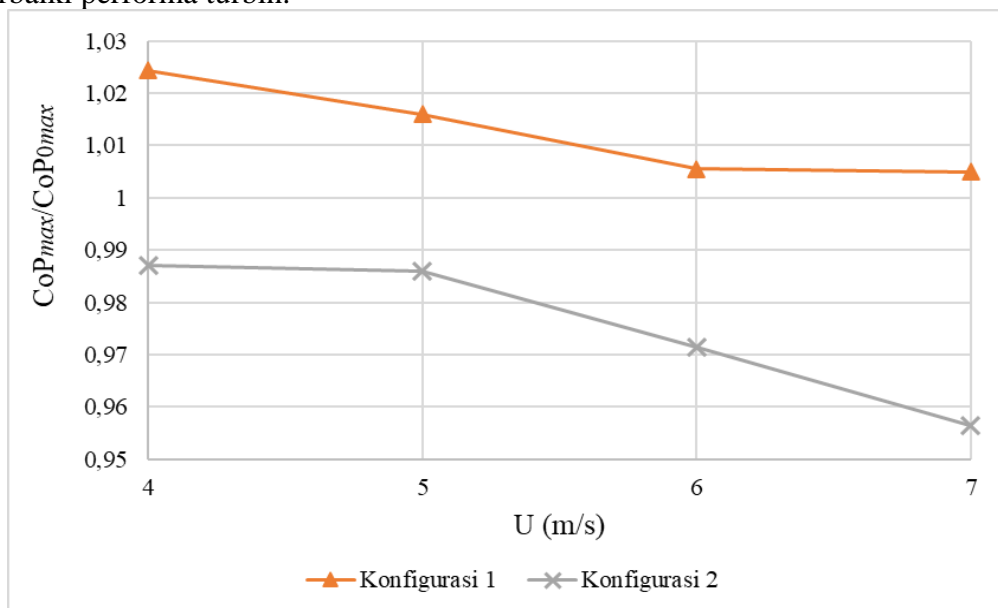


Gambar 4.7 Grafik *Coefficient of Power* (CoP) terhadap *Tip Speed Ratio* (λ) Turbin Konvensional, Konfigurasi 1, dan Konfigurasi 2 pada Kecepatan Angin 7 m/s

Peningkatan performa yang terjadi pada konfigurasi 1 relatif terhadap turbin konvensional pada kecepatan angin 7 m/s tidak signifikan sehingga grafik CoP konfigurasi 1 berimpit dengan grafik turbin konvensional. Hal ini terjadi karena pemasangan silinder sirkular di samping sudu *advancing* yang terlalu dekat dengan turbin. Pemasangan silinder sirkular di

samping sudu *advancing* tidak menimbulkan efek *nozzle* yang optimum pada aliran di antara silinder sirkular dan sudu *advancing*. Pada daerah aliran *attached* di sudu *advancing* terjadi sedikit peningkatan kecepatan sehingga tekanan di belakang sudu *advancing* sedikit menurun. Hal ini menyebabkan perbedaan tekanan di depan dan belakang sudu *advancing* tidak meningkat signifikan sehingga gaya *drag* di sudu *advancing* juga tidak meningkat signifikan. Tidak terjadi peningkatan signifikan pada selisih gaya *drag* pada sudu *advancing* dan *returning* sehingga torsi dan daya turbin tidak meningkat signifikan. Hal tersebut sesuai dengan hasil penelitian oleh Setiawan, et al. (2019) yang menyatakan terjadi peningkatan performa turbin Savonius dengan penambahan silinder sirkular di samping sudu *advancing*.

Penurunan performa pada konfigurasi 2 relatif terhadap turbin konvensional dan konfigurasi 1 pada kecepatan angin 7 m/s tidak signifikan sehingga grafik CoP konfigurasi 2 berimpit dengan grafik turbin konvensional. Hal ini terjadi karena pemasangan silinder sirkular di depan sudu *returning* yang terlalu dekat dengan turbin. Penempatan silinder sirkular di depan sudu *returning* yang terlalu dekat menyebabkan *wake* di belakang silinder sirkular tidak memberikan penurunan tekanan di depan sudu *returning*. Hal tersebut menyebabkan tidak terjadi penurunan gaya *drag* di sudu *returning*. Di samping itu, diduga *shear layer* yang terlepas dari silinder sirkular mengenai *boundary layer* di permukaan sudu *returning* yang sudah turbulen sehingga tidak terjadi penundaan titik separasi. *Wake* di belakang sudu *returning* tidak menyempit sehingga tidak terjadi penurunan gaya *drag* pada sudu *returning*. Hal tersebut sesuai dengan hasil penelitian oleh Triyogi, et al. (2021) yang menyatakan pemasangan silinder sirkular di depan sudu *returning* turbin Savonius dengan jarak yang terlalu dekat tidak mampu memperbaiki performa turbin.



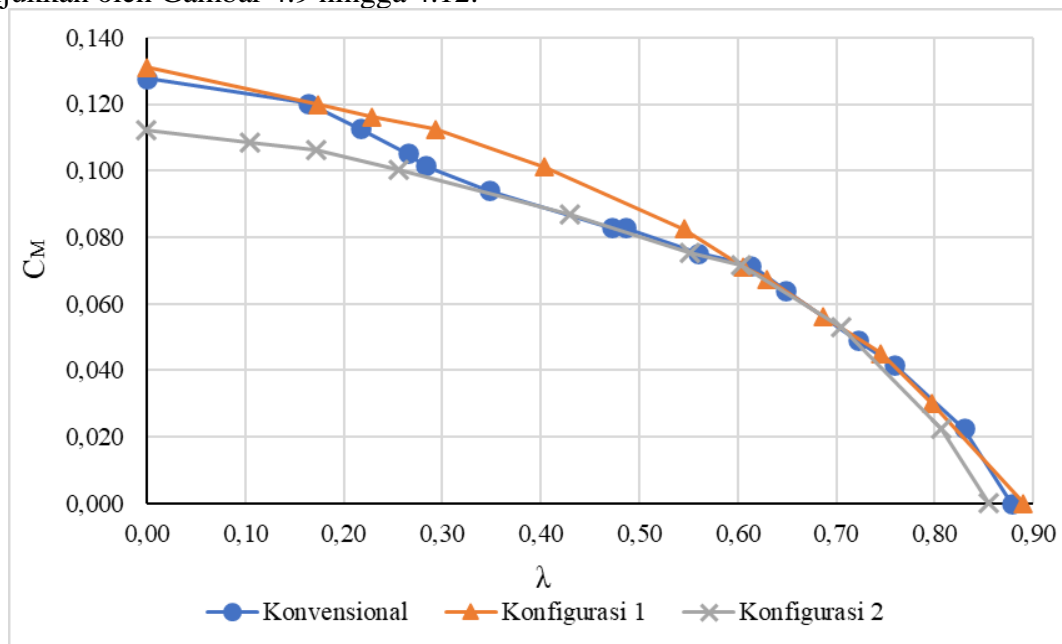
Gambar 4.8 Grafik CoP_{max}/CoP_{0max} terhadap Kecepatan Angin (U) pada Konfigurasi 1 dan Konfigurasi 2

Grafik CoP_{max}/CoP_{0max} terhadap kecepatan angin (U) pada konfigurasi 1 dan konfigurasi 2 ditunjukkan oleh Gambar 4.8. CoP_{max} menunjukkan nilai CoP maksimum pada konfigurasi dan kecepatan angin tertentu. CoP_{0max} menunjukkan nilai CoP maksimum turbin konvensional pada kecepatan angin tertentu. Grafik CoP_{max}/CoP_{0max} terhadap U menunjukkan tren nilai CoP_{max}/CoP_{0max} menurun seiring meningkatnya U. Peningkatan CoP maksimum relatif terhadap turbin konvensional terjadi pada kecepatan 4 m/s dengan nilai $CoP_{max}/CoP_{0max} = 1,024$ di konfigurasi 1. Maka, kecepatan angin terbaik untuk turbin dengan penambahan silinder sirkular pada penelitian ini adalah 4 m/s. Namun, bila memperhatikan *uncertainty* pada CoP

maksimum untuk setiap kecepatan angin, peningkatan dan penurunan CoP relatif terhadap turbin konvensional menjadi tidak signifikan.

4.4 Analisis Perbandingan *Coefficient of Moment* Turbin

Analisis dilakukan dengan membandingkan grafik *coefficient of moment* (C_M) terhadap *tip speed ratio* (λ) pada turbin konvensional, konfigurasi 1, dan konfigurasi 2. Pada konfigurasi 1, silinder sirkular dengan $d/D = 0,5$ diletakkan di samping sudu *advancing* turbin angin Savonius pada jarak $Y/D = 1,42$. Pada konfigurasi 2, silinder sirkular dengan $d/D = 0,5$ diletakkan di samping sudu *advancing* turbin angin Savonius pada jarak $Y/D = 1,42$ dan di depan sudu *returning* turbin angin Savonius pada jarak $S/D = 1,42$. Penelitian dilakukan dengan variasi kecepatan angin sebesar 4, 5, 6, dan 7 m/s. Perbandingan grafik C_M terhadap λ pada turbin konvensional, konfigurasi 1, dan konfigurasi 2 dengan variasi kecepatan angin ditunjukkan oleh Gambar 4.9 hingga 4.12.



Gambar 4.9 Grafik *Coefficient of Moment* (C_M) terhadap *Tip Speed Ratio* (λ) Turbin Konvensional, Konfigurasi 1, dan Konfigurasi 2 pada Kecepatan Angin 4 m/s

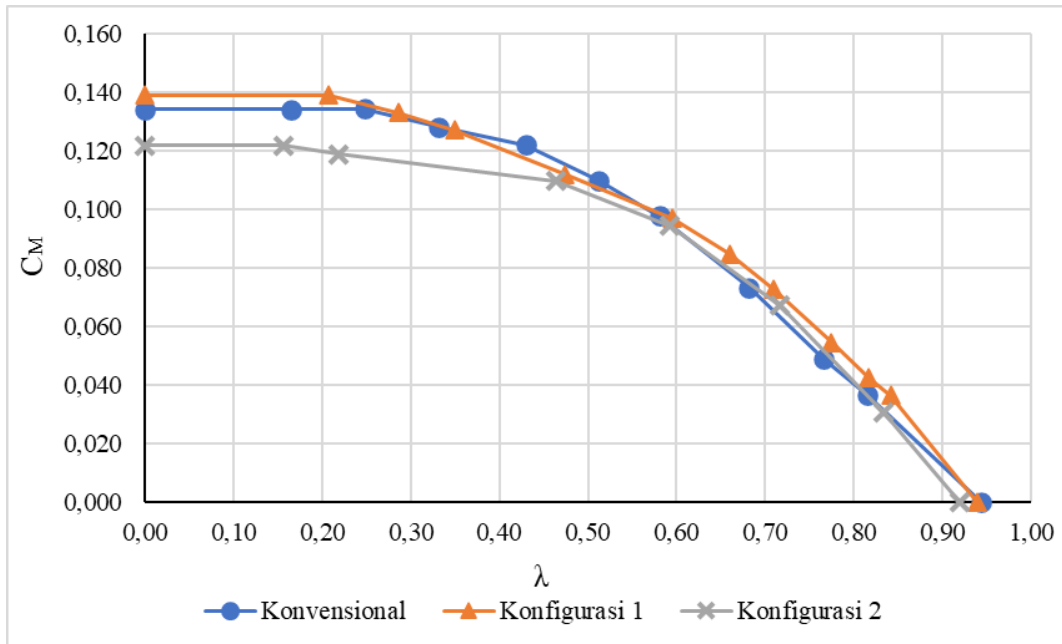
Grafik *coefficient of moment* (C_M) terhadap *tip speed ratio* (λ) turbin konvensional, konfigurasi 1, dan konfigurasi 2 pada kecepatan angin 4 m/s ditunjukkan oleh Gambar 4.9. Grafik C_M terhadap λ menunjukkan tren nilai C_M menurun seiring meningkatnya λ . Nilai C_M maksimum didapatkan pada $\lambda = 0$ yaitu ketika torsi dinamis yang dihasilkan bernilai maksimum. Sementara itu, $C_M = 0$ saat λ bernilai maksimum yaitu ketika tidak ada pembebanan yang diberikan. Pada turbin konvensional dengan kecepatan angin 4 m/s, C_M maksimum bernilai 0,1277. Pada konfigurasi 1 dengan kecepatan angin 4 m/s, C_M maksimum bernilai 0,1311. Pada konfigurasi 2 dengan kecepatan angin 4 m/s, C_M maksimum bernilai 0,1122. Nilai C_M maksimum untuk konfigurasi 1 lebih tinggi daripada turbin konvensional, sementara nilai C_M maksimum untuk konfigurasi 2 lebih rendah daripada turbin konvensional dan konfigurasi 1. Selain itu, pada rentang operasi λ turbin untuk kecepatan angin 4 m/s sebesar 0,4 hingga 0,7, secara umum nilai C_M konfigurasi 1 lebih tinggi daripada turbin konvensional, sementara nilai C_M konfigurasi 2 sama dengan turbin konvensional. Sesuai dengan hasil performa berupa CoP pada kecepatan angin 4 m/s, berdasarkan nilai C_M terjadi peningkatan performa untuk konfigurasi 1 dan penurunan performa untuk konfigurasi 2 relatif terhadap turbin konvensional.

Namun, bila memperhatikan *uncertainty* pada C_M , peningkatan C_M pada konfigurasi 1 dan penurunan C_M pada konfigurasi 2 relatif terhadap turbin konvensional menjadi tidak signifikan.

Peningkatan performa yang terjadi pada konfigurasi 1 relatif terhadap turbin konvensional pada kecepatan angin 4 m/s tidak signifikan sehingga grafik CoP konfigurasi 1 berimpit dengan grafik turbin konvensional. Hal ini terjadi karena pemasangan silinder sirkular di samping sudu *advancing* yang terlalu dekat dengan turbin. Pemasangan silinder sirkular di samping sudu *advancing* tidak menimbulkan efek *nozzle* yang optimum pada aliran di antara silinder sirkular dan sudu *advancing*. Pada daerah aliran *attached* di sudu *advancing* terjadi sedikit peningkatan kecepatan sehingga tekanan di belakang sudu *advancing* sedikit menurun. Hal ini menyebabkan perbedaan tekanan di depan dan belakang sudu *advancing* tidak meningkat signifikan sehingga gaya *drag* di sudu *advancing* juga tidak meningkat signifikan. Tidak terjadi peningkatan signifikan pada selisih gaya *drag* pada sudu *advancing* dan *returning* sehingga torsi turbin tidak meningkat signifikan. Hal tersebut sesuai dengan hasil penelitian oleh Setiawan, et al. (2019) yang menyatakan terjadi peningkatan performa turbin Savonius dengan penambahan silinder sirkular di samping sudu *advancing*.

Penurunan performa pada konfigurasi 2 relatif terhadap turbin konvensional dan konfigurasi 1 pada kecepatan angin 4 m/s tidak signifikan sehingga grafik CoP konfigurasi 2 berimpit dengan grafik turbin konvensional. Hal ini terjadi karena pemasangan silinder sirkular di depan sudu *returning* yang terlalu dekat dengan turbin. Penempatan silinder sirkular di depan sudu *returning* yang terlalu dekat menyebabkan *wake* di belakang silinder sirkular tidak memberikan penurunan tekanan di depan sudu *returning*. Hal tersebut menyebabkan tidak terjadi penurunan gaya *drag* di sudu *returning*. Di samping itu, diduga *shear layer* yang terlepas dari silinder sirkular mengenai *boundary layer* di permukaan sudu *returning* yang sudah turbulen sehingga tidak terjadi penundaan titik separasi. *Wake* di belakang sudu *returning* tidak menyempit sehingga tidak terjadi penurunan gaya *drag* pada sudu *returning*. Hal tersebut sesuai dengan hasil penelitian oleh Triyogi, et al. (2021) yang menyatakan pemasangan silinder sirkular di depan sudu *returning* turbin Savonius dengan jarak yang terlalu dekat tidak mampu memperbaiki performa turbin.

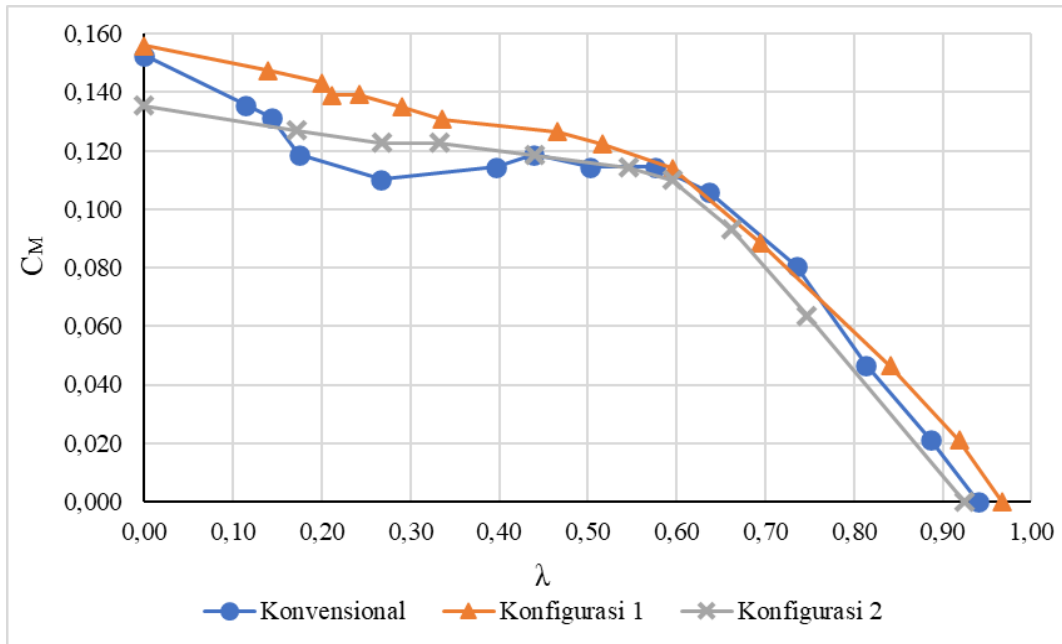
Grafik *coefficient of moment* (C_M) terhadap *tip speed ratio* (λ) turbin konvensional, konfigurasi 1, dan konfigurasi 2 pada kecepatan angin 5 m/s ditunjukkan oleh Gambar 4.10. Grafik C_M terhadap λ menunjukkan tren nilai C_M menurun seiring meningkatnya λ . Nilai C_M maksimum didapatkan pada $\lambda = 0$ yaitu ketika torsi dinamis yang dihasilkan bernilai maksimum. Sementara itu, $C_M = 0$ saat λ bernilai maksimum yaitu ketika tidak ada pembebanan yang diberikan. Pada turbin konvensional dengan kecepatan angin 5 m/s, C_M maksimum bernilai 0,1343. Pada konfigurasi 1 dengan kecepatan angin 5 m/s, C_M maksimum bernilai 0,1392. Pada konfigurasi 2 dengan kecepatan angin 5 m/s, C_M maksimum bernilai 0,1218. Nilai C_M maksimum untuk konfigurasi 1 lebih tinggi daripada turbin konvensional, sementara nilai C_M maksimum untuk konfigurasi 2 lebih rendah daripada turbin konvensional dan konfigurasi 1. Selain itu, pada rentang operasi λ turbin untuk kecepatan angin 5 m/s sebesar 0,4 hingga 0,7, secara umum nilai C_M konfigurasi 1 lebih tinggi daripada turbin konvensional, sementara nilai C_M konfigurasi 2 lebih rendah daripada turbin konvensional. Sesuai dengan hasil performa berupa CoP pada kecepatan angin 5 m/s, berdasarkan nilai C_M terjadi peningkatan performa untuk konfigurasi 1 dan penurunan performa untuk konfigurasi 2 relatif terhadap turbin konvensional. Namun, bila memperhatikan *uncertainty* pada C_M , peningkatan C_M pada konfigurasi 1 dan penurunan C_M pada konfigurasi 2 relatif terhadap turbin konvensional menjadi tidak signifikan.



Gambar 4.10 Grafik *Coefficient of Moment* (C_M) terhadap *Tip Speed Ratio* (λ) Turbin Konvensional, Konfigurasi 1, dan Konfigurasi 2 pada Kecepatan Angin 5 m/s

Peningkatan performa yang terjadi pada konfigurasi 1 relatif terhadap turbin konvensional pada kecepatan angin 5 m/s tidak signifikan sehingga grafik CoP konfigurasi 1 berimpit dengan grafik turbin konvensional. Hal ini terjadi karena pemasangan silinder sirkular di samping sudu *advancing* yang terlalu dekat dengan turbin. Pemasangan silinder sirkular di samping sudu *advancing* tidak menimbulkan efek *nozzle* yang optimum pada aliran di antara silinder sirkular dan sudu *advancing*. Pada daerah aliran *attached* di sudu *advancing* terjadi sedikit peningkatan kecepatan sehingga tekanan di belakang sudu *advancing* sedikit menurun. Hal ini menyebabkan perbedaan tekanan di depan dan belakang sudu *advancing* tidak meningkat signifikan sehingga gaya *drag* di sudu *advancing* juga tidak meningkat signifikan. Tidak terjadi peningkatan signifikan pada selisih gaya *drag* pada sudu *advancing* dan *returning* sehingga torsi turbin tidak meningkat signifikan. Hal tersebut sesuai dengan hasil penelitian oleh Setiawan, et al. (2019) yang menyatakan terjadi peningkatan performa turbin Savonius dengan penambahan silinder sirkular di samping sudu *advancing*.

Penurunan performa pada konfigurasi 2 relatif terhadap turbin konvensional dan konfigurasi 1 pada kecepatan angin 5 m/s tidak signifikan sehingga grafik CoP konfigurasi 2 berimpit dengan grafik turbin konvensional. Hal ini terjadi karena pemasangan silinder sirkular di depan sudu *returning* yang terlalu dekat dengan turbin. Penempatan silinder sirkular di depan sudu *returning* yang terlalu dekat menyebabkan *wake* di belakang silinder sirkular tidak memberikan penurunan tekanan di depan sudu *returning*. Hal tersebut menyebabkan tidak terjadi penurunan gaya *drag* di sudu *returning*. Di samping itu, diduga *shear layer* yang terlepas dari silinder sirkular mengenai *boundary layer* di permukaan sudu *returning* yang sudah turbulen sehingga tidak terjadi penundaan titik separasi. *Wake* di belakang sudu *returning* tidak menyempit sehingga tidak terjadi penurunan gaya *drag* pada sudu *returning*. Hal tersebut sesuai dengan hasil penelitian oleh Triyogi, et al. (2021) yang menyatakan pemasangan silinder sirkular di depan sudu *returning* turbin Savonius dengan jarak yang terlalu dekat tidak mampu memperbaiki performa turbin.



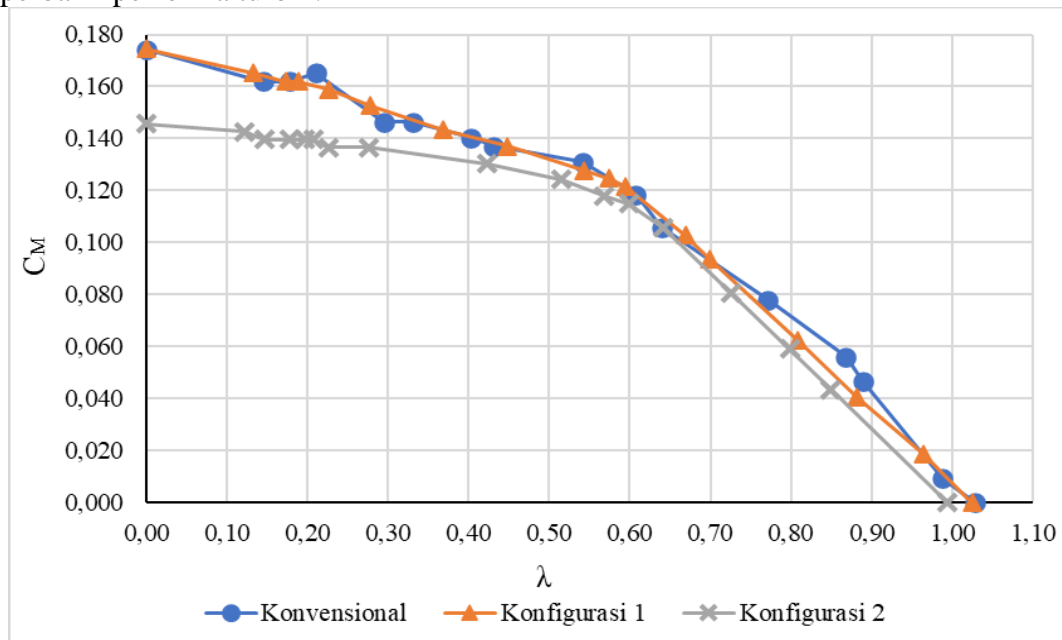
Gambar 4.11 Grafik *Coefficient of Moment* (C_M) terhadap *Tip Speed Ratio* (λ) Turbin Konvensional, Konfigurasi 1, dan Konfigurasi 2 pada Kecepatan Angin 6 m/s

Grafik *coefficient of moment* (C_M) terhadap *tip speed ratio* (λ) turbin konvensional, konfigurasi 1, dan konfigurasi 2 pada kecepatan angin 6 m/s ditunjukkan oleh Gambar 4.11. Grafik C_M terhadap λ menunjukkan tren nilai C_M menurun seiring meningkatnya λ . Nilai C_M maksimum didapatkan pada $\lambda = 0$ yaitu ketika torsi dinamis yang dihasilkan bernilai maksimum. Sementara itu, $C_M = 0$ saat λ bernilai maksimum yaitu ketika tidak ada pembebanan yang diberikan. Pada turbin konvensional dengan kecepatan angin 6 m/s, C_M maksimum bernilai 0,1525. Pada konfigurasi 1 dengan kecepatan angin 6 m/s, C_M maksimum bernilai 0,1559. Pada konfigurasi 2 dengan kecepatan angin 6 m/s, C_M maksimum bernilai 0,1354. Nilai C_M maksimum untuk konfigurasi 1 lebih tinggi daripada turbin konvensional, sementara nilai C_M maksimum untuk konfigurasi 2 lebih rendah daripada turbin konvensional dan konfigurasi 1. Selain itu, pada rentang operasi λ turbin untuk kecepatan angin 6 m/s sebesar 0,4 hingga 0,8, secara umum nilai C_M konfigurasi 1 lebih tinggi daripada turbin konvensional, sementara nilai C_M konfigurasi 2 lebih rendah daripada turbin konvensional. Sesuai dengan hasil performa berupa CoP pada kecepatan angin 6 m/s, berdasarkan nilai C_M terjadi peningkatan performa untuk konfigurasi 1 dan penurunan performa untuk konfigurasi 2 relatif terhadap turbin konvensional. Namun, bila memperhatikan *uncertainty* pada C_M , peningkatan C_M pada konfigurasi 1 dan penurunan C_M pada konfigurasi 2 relatif terhadap turbin konvensional menjadi tidak signifikan.

Peningkatan performa yang terjadi pada konfigurasi 1 relatif terhadap turbin konvensional pada kecepatan angin 6 m/s tidak signifikan sehingga grafik CoP konfigurasi 1 berimpit dengan grafik turbin konvensional. Hal ini terjadi karena pemasangan silinder sirkular di samping sudu *advancing* yang terlalu dekat dengan turbin. Pemasangan silinder sirkular di samping sudu *advancing* tidak menimbulkan efek *nozzle* yang optimum pada aliran di antara silinder sirkular dan sudu *advancing*. Pada daerah aliran *attached* di sudu *advancing* terjadi sedikit peningkatan kecepatan sehingga tekanan di belakang sudu *advancing* sedikit menurun. Hal ini menyebabkan perbedaan tekanan di depan dan belakang sudu *advancing* tidak meningkat signifikan sehingga gaya *drag* di sudu *advancing* juga tidak meningkat signifikan. Tidak terjadi peningkatan signifikan pada selisih gaya *drag* pada sudu *advancing* dan *returning* sehingga torsi turbin tidak meningkat signifikan. Hal tersebut sesuai dengan hasil penelitian

oleh Setiawan, et al. (2019) yang menyatakan terjadi peningkatan performa turbin Savonius dengan penambahan silinder sirkular di samping sudu *advancing*.

Penurunan performa pada konfigurasi 2 relatif terhadap turbin konvensional dan konfigurasi 1 pada kecepatan angin 6 m/s tidak signifikan sehingga grafik CoP konfigurasi 2 berimpit dengan grafik turbin konvensional. Hal ini terjadi karena pemasangan silinder sirkular di depan sudu *returning* yang terlalu dekat dengan turbin. Penempatan silinder sirkular di depan sudu *returning* yang terlalu dekat menyebabkan *wake* di belakang silinder sirkular tidak memberikan penurunan tekanan di depan sudu *returning*. Hal tersebut menyebabkan tidak terjadi penurunan gaya *drag* di sudu *returning*. Di samping itu, diduga *shear layer* yang terlepas dari silinder sirkular mengenai *boundary layer* di permukaan sudu *returning* yang sudah turbulen sehingga tidak terjadi penundaan titik separasi. *Wake* di belakang sudu *returning* tidak menyempit sehingga tidak terjadi penurunan gaya *drag* pada sudu *returning*. Hal tersebut sesuai dengan hasil penelitian oleh Triyogi, et al. (2021) yang menyatakan pemasangan silinder sirkular di depan sudu *returning* turbin Savonius dengan jarak yang terlalu dekat tidak mampu memperbaiki performa turbin.



Gambar 4.12 Grafik *Coefficient of Moment* (C_M) terhadap *Tip Speed Ratio* (λ) Turbin Konvensional, Konfigurasi 1, dan Konfigurasi 2 pada Kecepatan Angin 7 m/s

Grafik *coefficient of moment* (C_M) terhadap *tip speed ratio* (λ) turbin konvensional, konfigurasi 1, dan konfigurasi 2 pada kecepatan angin 7 m/s ditunjukkan oleh Gambar 4.12. Grafik C_M terhadap λ menunjukkan tren nilai C_M menurun seiring meningkatnya λ . Nilai C_M maksimum didapatkan pada $\lambda = 0$ yaitu ketika torsi dinamis yang dihasilkan bernilai maksimum. Sementara itu, $C_M = 0$ saat λ bernilai maksimum yaitu ketika tidak ada pembebanan yang diberikan. Pada turbin konvensional dengan kecepatan angin 7 m/s, C_M maksimum bernilai 0,1744. Pada konfigurasi 1 dengan kecepatan angin 7 m/s, C_M maksimum bernilai 0,1745. Pada konfigurasi 2 dengan kecepatan angin 7 m/s, C_M maksimum bernilai 0,1458. Nilai C_M maksimum untuk konfigurasi 1 lebih tinggi daripada turbin konvensional, sementara nilai C_M maksimum untuk konfigurasi 2 lebih rendah daripada turbin konvensional dan konfigurasi 1. Selain itu, pada rentang operasi λ turbin untuk kecepatan angin 7 m/s sebesar 0,4 hingga 0,8, secara umum nilai C_M konfigurasi 1 sama dengan turbin konvensional, sementara nilai C_M konfigurasi 2 lebih rendah daripada turbin konvensional. Sesuai dengan hasil performa berupa CoP pada kecepatan angin 7 m/s, berdasarkan nilai C_M terjadi peningkatan performa untuk

konfigurasi 1 dan penurunan performa untuk konfigurasi 2 relatif terhadap turbin konvensional. Namun, bila memperhatikan *uncertainty* pada C_M maksimum, peningkatan C_M pada konfigurasi 1 dan penurunan C_M pada konfigurasi 2 relatif terhadap turbin konvensional menjadi tidak signifikan.

Peningkatan performa yang terjadi pada konfigurasi 1 relatif terhadap turbin konvensional pada kecepatan angin 7 m/s tidak signifikan sehingga grafik CoP konfigurasi 1 berimpit dengan grafik turbin konvensional. Hal ini terjadi karena pemasangan silinder sirkular di samping sudu *advancing* yang terlalu dekat dengan turbin. Pemasangan silinder sirkular di samping sudu *advancing* tidak menimbulkan efek *nozzle* yang optimum pada aliran di antara silinder sirkular dan sudu *advancing*. Pada daerah aliran *attached* di sudu *advancing* terjadi sedikit peningkatan kecepatan sehingga tekanan di belakang sudu *advancing* sedikit menurun. Hal ini menyebabkan perbedaan tekanan di depan dan belakang sudu *advancing* tidak meningkat signifikan sehingga gaya *drag* di sudu *advancing* juga tidak meningkat signifikan. Tidak terjadi peningkatan signifikan pada selisih gaya *drag* pada sudu *advancing* dan *returning* sehingga torsi turbin tidak meningkat signifikan. Hal tersebut sesuai dengan hasil penelitian oleh Setiawan, et al. (2019) yang menyatakan terjadi peningkatan performa turbin Savonius dengan penambahan silinder sirkular di samping sudu *advancing*.

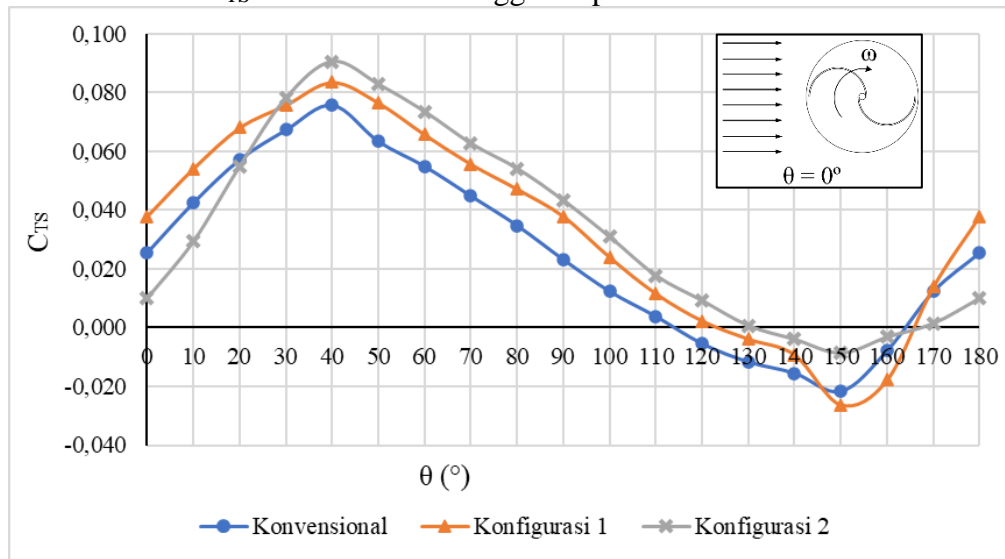
Penurunan performa pada konfigurasi 2 relatif terhadap turbin konvensional dan konfigurasi 1 pada kecepatan angin 7 m/s tidak signifikan sehingga grafik CoP konfigurasi 2 berimpit dengan grafik turbin konvensional. Hal ini terjadi karena pemasangan silinder sirkular di depan sudu *returning* yang terlalu dekat dengan turbin. Penempatan silinder sirkular di depan sudu *returning* yang terlalu dekat menyebabkan *wake* di belakang silinder sirkular tidak memberikan penurunan tekanan di depan sudu *returning*. Hal tersebut menyebabkan tidak terjadi penurunan gaya *drag* di sudu *returning*. Di samping itu, diduga *shear layer* yang terlepas dari silinder sirkular mengenai *boundary layer* di permukaan sudu *returning* yang sudah turbulen sehingga tidak terjadi penundaan titik separasi. *Wake* di belakang sudu *returning* tidak menyempit sehingga tidak terjadi penurunan gaya *drag* pada sudu *returning*. Hal tersebut sesuai dengan hasil penelitian oleh Triyogi, et al. (2021) yang menyatakan pemasangan silinder sirkular di depan sudu *returning* turbin Savonius dengan jarak yang terlalu dekat tidak mampu memperbaiki performa turbin.

4.5 Analisis Perbandingan *Coefficient of Static Torque* Turbin

Analisis dilakukan dengan membandingkan grafik *coefficient of static torque* (C_{TS}) terhadap posisi sudut sudu (θ) pada turbin konvensional, konfigurasi 1, dan konfigurasi 2. Pada konfigurasi 1, silinder sirkular dengan $d/D = 0,5$ diletakkan di samping sudu *advancing* turbin angin Savonius pada jarak $Y/D = 1,42$. Pada konfigurasi 2, silinder sirkular dengan $d/D = 0,5$ diletakkan di samping sudu *advancing* turbin angin Savonius pada jarak $Y/D = 1,42$ dan di depan sudu *returning* turbin angin Savonius pada jarak $S/D = 1,42$. Penelitian dilakukan dengan variasi kecepatan angin sebesar 4, 5, 6, dan 7 m/s. Perbandingan grafik C_{TS} terhadap θ pada turbin konvensional, konfigurasi 1, dan konfigurasi 2 dengan variasi kecepatan angin ditunjukkan oleh Gambar 4.13 hingga 4.16.

Grafik *coefficient of static torque* (C_{TS}) terhadap posisi sudut sudu (θ) turbin konvensional, konfigurasi 1, dan konfigurasi 2 pada kecepatan angin 4 m/s ditunjukkan oleh Gambar 4.13. Grafik C_{TS} terhadap θ menunjukkan nilai C_{TS} maksimum didapatkan di $\theta = 40^\circ$ dan nilai C_{TS} minimum didapatkan di $\theta = 150^\circ$. Pada turbin konvensional dengan kecepatan angin 4 m/s, C_{TS} maksimum bernilai 0,076 dan C_{TS} minimum bernilai -0,022. Pada konfigurasi 1 dengan kecepatan angin 4 m/s, C_{TS} maksimum bernilai 0,084 dan C_{TS} minimum bernilai -0,026. Pada konfigurasi 2 dengan kecepatan angin 4 m/s, C_{TS} maksimum bernilai 0,091 dan C_{TS} minimum bernilai -0,009. Untuk konfigurasi 1, nilai C_{TS} maksimum lebih tinggi daripada

turbin konvensional dan nilai C_{TS} minimum lebih rendah daripada turbin konvensional. Sementara itu, untuk konfigurasi 2, nilai C_{TS} maksimum lebih tinggi daripada turbin konvensional dan nilai C_{TS} minimum lebih tinggi daripada turbin konvensional.



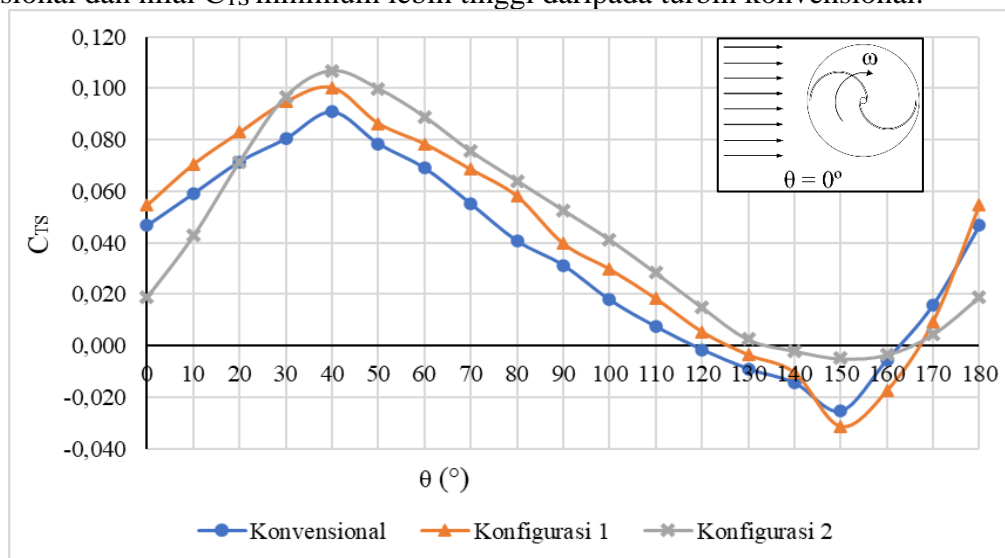
Gambar 4.13 Grafik *Coefficient of Static Torque* (C_{TS}) terhadap Posisi Sudut Sudu (θ) Turbin Konvensional, Konfigurasi 1, dan Konfigurasi 2 pada Kecepatan Angin 4 m/s

Pada kecepatan angin 4 m/s, penambahan silinder sirkular dengan konfigurasi 1 meningkatkan C_{TS} relatif terhadap turbin konvensional pada θ sebesar 0° hingga 90° . Peningkatan C_{TS} terjadi karena adanya efek *nozzle* pada aliran yang melewati celah di antara silinder sirkular dan sudu *advancing*. Efek *nozzle* yang terjadi menyebabkan terjadi peningkatan kecepatan di daerah aliran *attached* sudu *advancing* sehingga tekanan di belakang sudu *advancing* menurun. Penurunan tekanan di belakang sudu *advancing* membuat gaya *drag* yang bekerja di sudu *advancing* meningkat. Kemudian, pada θ sebesar 90° hingga 140° , C_{TS} pada konfigurasi 1 tetap meningkat relatif terhadap turbin konvensional karena adanya efek *nozzle* serta silinder sirkular di samping sudu *advancing* mengarahkan aliran angin menuju sudu *advancing*. Namun, terjadi penurunan C_{TS} pada θ sebesar 150° hingga 160° relatif terhadap turbin konvensional. Hal ini terjadi karena efek *nozzle* tidak lagi terjadi pada celah di antara silinder sirkular dan sudu *advancing*, tetapi efek *nozzle* mulai terjadi pada daerah di antara silinder sirkular dan sudu *returning*. C_{TS} pada θ sebesar 120° untuk turbin konvensional bernilai negatif, sedangkan untuk konfigurasi 1 bernilai positif. Hal tersebut menunjukkan penambahan silinder sirkular dengan konfigurasi 1 pada kecepatan angin 4 m/s meningkatkan kemampuan *self-starting* turbin.

Pada kecepatan angin 4 m/s, penambahan silinder sirkular dengan konfigurasi 2 menurunkan C_{TS} relatif terhadap turbin konvensional dan konfigurasi 1 pada θ sebesar 0° hingga 20° . Penurunan C_{TS} terjadi karena posisi sudu *advancing* berada di dekat silinder yang dimaksudkan untuk dipasang di depan sudu *returning* sehingga aliran angin menuju sudu *advancing* terhalang silinder sirkular tersebut. Kemudian, pada θ sebesar 30° hingga 90° , C_{TS} pada konfigurasi 2 mengalami peningkatan relatif terhadap turbin konvensional karena adanya efek *nozzle* pada aliran yang melewati celah di antara sudu *advancing* dan silinder sirkular di samping sudu *advancing*. Efek *nozzle* yang terjadi menyebabkan terjadi peningkatan kecepatan di daerah aliran *attached* sehingga tekanan di belakang sudu *advancing* menurun. Penurunan tekanan di belakang sudu *advancing* membuat gaya *drag* yang bekerja di sudu *advancing* meningkat. Kemudian, pada θ sebesar 90° hingga 140° , C_{TS} pada konfigurasi 1 tetap meningkat relatif terhadap turbin konvensional karena adanya efek *nozzle* serta silinder sirkular di samping sudu *advancing* mengarahkan aliran angin menuju sudu *advancing*. Selain itu, pada θ sebesar

30° hingga 140°, C_{TS} pada konfigurasi 2 juga mengalami peningkatan relatif terhadap konfigurasi 1 karena adanya silinder sirkular di depan sudu *returning* menyebabkan penurunan tekanan di depan sudu *returning* akibat adanya daerah *wake* silinder sirkular di depan sudu *returning*. Penurunan tekanan di depan sudu *returning* menyebabkan selisih tekanan di depan dan belakang sudu *returning* menurun sehingga gaya *drag* pada sudu *returning* menurun. Pada θ sebesar 140° hingga 160°, C_{TS} pada konfigurasi 2 tetap mengalami peningkatan relatif terhadap turbin konvensional dan konfigurasi 1 karena silinder sirkular di depan sudu *returning* menyebabkan penurunan tekanan di depan sudu *returning* serta mengarahkan aliran angin menuju sudu *advancing*. Namun, terjadi penurunan C_{TS} pada θ sebesar 170° hingga 180° relatif terhadap turbin konvensional dan konfigurasi 1. Penurunan C_{TS} terjadi karena posisi sudu *advancing* berada di dekat silinder yang dimaksudkan untuk dipasang di depan sudu *returning* sehingga aliran angin menuju sudu *advancing* terhalang silinder sirkular tersebut. C_{TS} pada θ sebesar 120° dan 130° untuk turbin konvensional bernilai negatif, sedangkan untuk konfigurasi 2 bernilai positif. Hal tersebut menunjukkan penambahan silinder sirkular dengan konfigurasi 2 pada kecepatan angin 4 m/s meningkatkan kemampuan *self-starting* turbin.

Grafik *coefficient of static torque* (C_{TS}) terhadap posisi sudut sudu (θ) turbin konvensional, konfigurasi 1, dan konfigurasi 2 pada kecepatan angin 5 m/s ditunjukkan oleh Gambar 4.14. Grafik C_{TS} terhadap θ menunjukkan nilai C_{TS} maksimum didapatkan di $\theta = 40^\circ$ dan nilai C_{TS} minimum didapatkan di $\theta = 150^\circ$. Pada turbin konvensional dengan kecepatan angin 5 m/s, C_{TS} maksimum bernilai 0,091 dan C_{TS} minimum bernilai -0,025. Pada konfigurasi 1 dengan kecepatan angin 5 m/s, C_{TS} maksimum bernilai 0,100 dan C_{TS} minimum bernilai -0,031. Pada konfigurasi 2 dengan kecepatan angin 5 m/s, C_{TS} maksimum bernilai 0,107 dan C_{TS} minimum bernilai -0,005. Untuk konfigurasi 1, nilai C_{TS} maksimum lebih tinggi daripada turbin konvensional dan nilai C_{TS} minimum lebih rendah daripada turbin konvensional. Sementara itu, untuk konfigurasi 2, nilai C_{TS} maksimum lebih tinggi daripada turbin konvensional dan nilai C_{TS} minimum lebih tinggi daripada turbin konvensional.



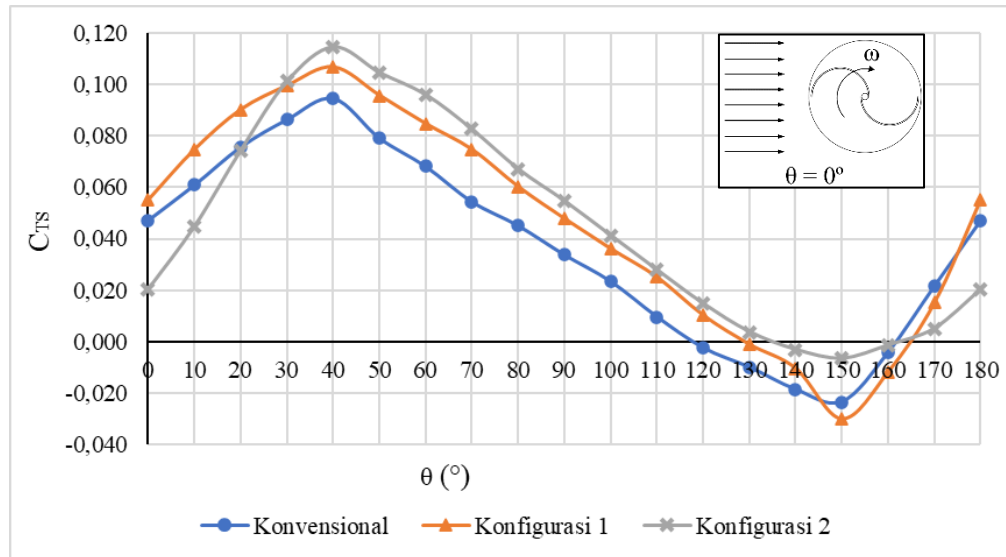
Gambar 4.14 Grafik *Coefficient of Static Torque* (C_{TS}) terhadap Posisi Sudut Sudu (θ) Turbin Konvensional, Konfigurasi 1, dan Konfigurasi 2 pada Kecepatan Angin 5 m/s

Pada kecepatan angin 5 m/s, penambahan silinder sirkular dengan konfigurasi 1 meningkatkan C_{TS} relatif terhadap turbin konvensional pada θ sebesar 0° hingga 90°. Peningkatan C_{TS} terjadi karena adanya efek *nozzle* pada aliran yang melewati celah di antara silinder sirkular dan sudu *advancing*. Efek *nozzle* yang terjadi menyebabkan terjadi peningkatan kecepatan di daerah aliran *attached* sudu *advancing* sehingga tekanan di belakang sudu *advancing* menurun. Penurunan tekanan di belakang sudu *advancing* membuat gaya *drag* yang

bekerja di sudut *advancing* meningkat. Kemudian, pada θ sebesar 90° hingga 140° , C_{TS} pada konfigurasi 1 tetap meningkat relatif terhadap turbin konvensional karena adanya efek *nozzle* serta silinder sirkular di samping sudut *advancing* yang mengarahkan aliran angin menuju sudut *advancing*. Namun, terjadi penurunan C_{TS} pada θ sebesar 150° hingga 170° relatif terhadap turbin konvensional. Hal ini terjadi karena efek *nozzle* tidak lagi terjadi pada celah di antara silinder sirkular dan sudut *advancing*, tetapi efek *nozzle* mulai terjadi pada daerah di antara silinder sirkular dan sudut *returning*. C_{TS} pada θ sebesar 120° untuk turbin konvensional bernilai negatif, sedangkan untuk konfigurasi 1 bernilai positif. Hal tersebut menunjukkan penambahan silinder sirkular dengan konfigurasi 1 pada kecepatan angin 5 m/s meningkatkan kemampuan *self-starting* turbin.

Pada kecepatan angin 5 m/s, penambahan silinder sirkular dengan konfigurasi 2 menurunkan C_{TS} relatif terhadap turbin konvensional dan konfigurasi 1 pada θ sebesar 0° hingga 20° . Penurunan C_{TS} terjadi karena posisi sudut *advancing* berada di dekat silinder yang dimaksudkan untuk dipasang di depan sudut *returning* sehingga aliran angin menuju sudut *advancing* terhalang silinder sirkular tersebut. Kemudian, pada θ sebesar 30° hingga 90° , C_{TS} pada konfigurasi 2 mengalami peningkatan relatif terhadap turbin konvensional karena adanya efek *nozzle* pada aliran yang melewati celah di antara sudut *advancing* dan silinder sirkular di samping sudut *advancing*. Efek *nozzle* yang terjadi menyebabkan terjadi peningkatan kecepatan di daerah aliran *attached* sehingga tekanan di belakang sudut *advancing* menurun. Penurunan tekanan di belakang sudut *advancing* membuat gaya *drag* yang bekerja di sudut *advancing* meningkat. Kemudian, pada θ sebesar 90° hingga 140° , C_{TS} pada konfigurasi 1 tetap meningkat relatif terhadap turbin konvensional karena adanya efek *nozzle* serta silinder sirkular di samping sudut *advancing* mengarahkan aliran angin menuju sudut *advancing*. Selain itu, pada θ sebesar 30° hingga 140° , C_{TS} pada konfigurasi 2 juga mengalami peningkatan relatif terhadap konfigurasi 1 karena adanya silinder sirkular di depan sudut *returning* menyebabkan penurunan tekanan di depan sudut *returning* akibat adanya daerah *wake* silinder sirkular di depan sudut *returning*. Penurunan tekanan di depan sudut *returning* menyebabkan selisih tekanan di depan dan belakang sudut *returning* menurun sehingga gaya *drag* pada sudut *returning* menurun. Pada θ sebesar 140° hingga 160° , C_{TS} pada konfigurasi 2 tetap mengalami peningkatan relatif terhadap turbin konvensional dan konfigurasi 1 karena silinder sirkular di depan sudut *returning* menyebabkan penurunan tekanan di depan sudut *returning* serta mengarahkan aliran angin menuju sudut *advancing*. Namun, terjadi penurunan C_{TS} pada θ sebesar 170° hingga 180° relatif terhadap turbin konvensional dan konfigurasi 1. Penurunan C_{TS} terjadi karena posisi sudut *advancing* berada di dekat silinder yang dimaksudkan untuk dipasang di depan sudut *returning* sehingga aliran angin menuju sudut *advancing* terhalang silinder sirkular tersebut. C_{TS} pada θ sebesar 120° dan 130° untuk turbin konvensional bernilai negatif, sedangkan untuk konfigurasi 2 bernilai positif. Hal tersebut menunjukkan penambahan silinder sirkular dengan konfigurasi 2 pada kecepatan angin 5 m/s meningkatkan kemampuan *self-starting* turbin.

Grafik *coefficient of static torque* (C_{TS}) terhadap posisi sudut sudut (θ) turbin konvensional, konfigurasi 1, dan konfigurasi 2 pada kecepatan angin 6 m/s ditunjukkan oleh Gambar 4.15. Grafik C_{TS} terhadap θ menunjukkan nilai C_{TS} maksimum didapatkan di $\theta = 40^\circ$ dan nilai C_{TS} minimum didapatkan di $\theta = 150^\circ$. Pada turbin konvensional dengan kecepatan angin 6 m/s, C_{TS} maksimum bernilai 0,095 dan C_{TS} minimum bernilai -0,023. Pada konfigurasi 1 dengan kecepatan angin 6 m/s, C_{TS} maksimum bernilai 0,107 dan C_{TS} minimum bernilai -0,030. Pada konfigurasi 2 dengan kecepatan angin 6 m/s, C_{TS} maksimum bernilai 0,115 dan C_{TS} minimum bernilai -0,007. Untuk konfigurasi 1, nilai C_{TS} maksimum lebih tinggi daripada turbin konvensional dan nilai C_{TS} minimum lebih rendah daripada turbin konvensional. Sementara itu, untuk konfigurasi 2, nilai C_{TS} maksimum lebih tinggi daripada turbin konvensional dan nilai C_{TS} minimum lebih tinggi daripada turbin konvensional.



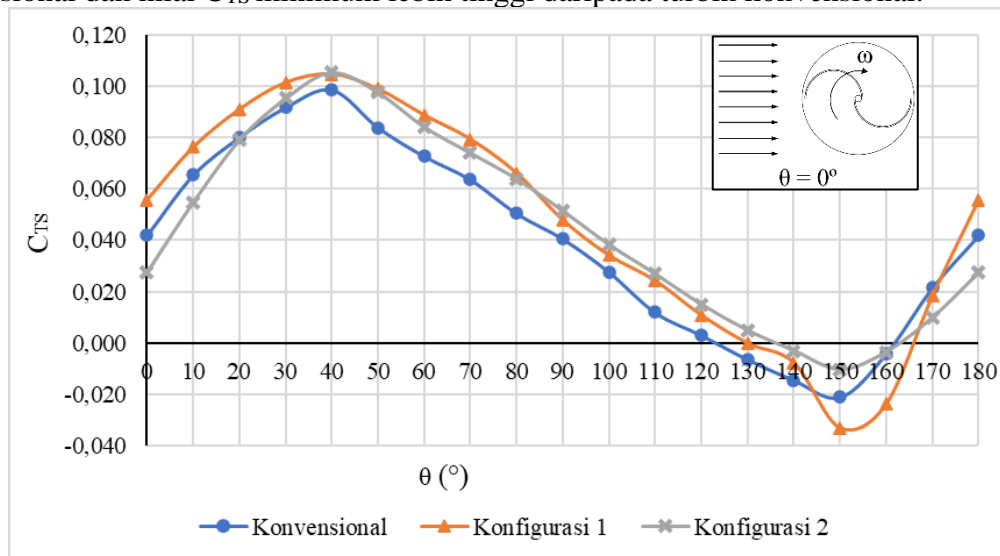
Gambar 4.15 Grafik *Coefficient of Static Torque* (C_{TS}) terhadap Posisi Sudut Sudu (θ) Turbin Konvensional, Konfigurasi 1, dan Konfigurasi 2 pada Kecepatan Angin 6 m/s

Pada kecepatan angin 6 m/s, penambahan silinder sirkular dengan konfigurasi 1 meningkatkan C_{TS} relatif terhadap turbin konvensional pada θ sebesar 0° hingga 90° . Peningkatan C_{TS} terjadi karena adanya efek *nozzle* pada aliran yang melewati celah di antara silinder sirkular dan sudu *advancing*. Efek *nozzle* yang terjadi menyebabkan terjadi peningkatan kecepatan di daerah aliran *attached* sudu *advancing* sehingga tekanan di belakang sudu *advancing* menurun. Penurunan tekanan di belakang sudu *advancing* membuat gaya *drag* yang bekerja di sudu *advancing* meningkat. Kemudian, pada θ sebesar 90° hingga 140° , C_{TS} pada konfigurasi 1 tetap meningkat relatif terhadap turbin konvensional karena adanya efek *nozzle* serta silinder sirkular di samping sudu *advancing* yang mengarahkan aliran angin menuju sudu *advancing*. Namun, terjadi penurunan C_{TS} pada θ sebesar 150° hingga 170° relatif terhadap turbin konvensional. Hal ini terjadi karena efek *nozzle* tidak lagi terjadi pada celah di antara silinder sirkular dan sudu *advancing*, tetapi efek *nozzle* mulai terjadi pada daerah di antara silinder sirkular dan sudu *returning*. C_{TS} pada θ sebesar 120° dan 130° untuk turbin konvensional bernilai negatif, sedangkan untuk konfigurasi 1 bernilai positif. Hal tersebut menunjukkan penambahan silinder sirkular dengan konfigurasi 1 pada kecepatan angin 6 m/s meningkatkan kemampuan *self-starting* turbin.

Pada kecepatan angin 6 m/s, penambahan silinder sirkular dengan konfigurasi 2 menurunkan C_{TS} relatif terhadap turbin konvensional dan konfigurasi 1 pada θ sebesar 0° hingga 20° . Penurunan C_{TS} terjadi karena posisi sudu *advancing* berada di dekat silinder yang dimaksudkan untuk dipasang di depan sudu *returning* sehingga aliran angin menuju sudu *advancing* terhalang silinder sirkular tersebut. Kemudian, pada θ sebesar 30° hingga 90° , C_{TS} pada konfigurasi 2 mengalami peningkatan relatif terhadap turbin konvensional karena adanya efek *nozzle* pada aliran yang melewati celah di antara sudu *advancing* dan silinder sirkular di samping sudu *advancing*. Efek *nozzle* yang terjadi menyebabkan terjadi peningkatan kecepatan di daerah aliran *attached* sehingga tekanan di belakang sudu *advancing* menurun. Penurunan tekanan di belakang sudu *advancing* membuat gaya *drag* yang bekerja di sudu *advancing* meningkat. Kemudian, pada θ sebesar 90° hingga 140° , C_{TS} pada konfigurasi 1 tetap meningkat relatif terhadap turbin konvensional karena adanya efek *nozzle* serta silinder sirkular di samping sudu *advancing* mengarahkan aliran angin menuju sudu *advancing*. Selain itu, pada θ sebesar 30° hingga 140° , C_{TS} pada konfigurasi 2 juga mengalami peningkatan relatif terhadap konfigurasi 1 karena adanya silinder sirkular di depan sudu *returning* menyebabkan penurunan tekanan di depan sudu *returning* akibat adanya daerah *wake* silinder sirkular di depan sudu

returning. Penurunan tekanan di depan sudu *returning* menyebabkan selisih tekanan di depan dan belakang sudu *returning* menurun sehingga gaya *drag* pada sudu *returning* menurun. Pada θ sebesar 140° hingga 160° , C_{TS} pada konfigurasi 2 tetap mengalami peningkatan relatif terhadap turbin konvensional dan konfigurasi 1 karena silinder sirkular di depan sudu *returning* menyebabkan penurunan tekanan di depan sudu *returning* serta mengarahkan aliran angin menuju sudu *advancing*. Namun, terjadi penurunan C_{TS} pada θ sebesar 170° hingga 180° relatif terhadap turbin konvensional dan konfigurasi 1. Penurunan C_{TS} terjadi karena posisi sudu *advancing* berada di dekat silinder yang dimaksudkan untuk dipasang di depan sudu *returning* sehingga aliran angin menuju sudu *advancing* terhalang silinder sirkular tersebut. C_{TS} pada θ sebesar 120° dan 130° untuk turbin konvensional bernilai negatif, sedangkan untuk konfigurasi 2 bernilai positif. Hal tersebut menunjukkan penambahan silinder sirkular dengan konfigurasi 2 pada kecepatan angin 6 m/s meningkatkan kemampuan *self-starting* turbin.

Grafik *coefficient of static torque* (C_{TS}) terhadap posisi sudut sudu (θ) turbin konvensional, konfigurasi 1, dan konfigurasi 2 pada kecepatan angin 7 m/s ditunjukkan oleh Gambar 4.16. Grafik C_{TS} terhadap θ menunjukkan nilai C_{TS} maksimum didapatkan di $\theta = 40^\circ$ dan nilai C_{TS} minimum didapatkan di $\theta = 150^\circ$. Pada turbin konvensional dengan kecepatan angin 7 m/s, C_{TS} maksimum bernilai 0,099 dan C_{TS} minimum bernilai -0,021. Pada konfigurasi 1 dengan kecepatan angin 7 m/s, C_{TS} maksimum bernilai 0,105 dan C_{TS} minimum bernilai -0,033. Pada konfigurasi 2 dengan kecepatan angin 7 m/s, C_{TS} maksimum bernilai 0,105 dan C_{TS} minimum bernilai -0,010. Untuk konfigurasi 1, nilai C_{TS} maksimum lebih tinggi daripada turbin konvensional dan nilai C_{TS} minimum lebih rendah daripada turbin konvensional. Sementara itu, untuk konfigurasi 2, nilai C_{TS} maksimum lebih tinggi daripada turbin konvensional dan nilai C_{TS} minimum lebih tinggi daripada turbin konvensional.



Gambar 4.16 Grafik *Coefficient of Static Torque* (C_{TS}) terhadap Posisi Sudut Sudu (θ) Turbin Konvensional, Konfigurasi 1, dan Konfigurasi 2 pada Kecepatan Angin 7 m/s

Pada kecepatan angin 7 m/s, penambahan silinder sirkular dengan konfigurasi 1 meningkatkan C_{TS} relatif terhadap turbin konvensional pada θ sebesar 0° hingga 90° . Peningkatan C_{TS} terjadi karena adanya efek *nozzle* pada aliran yang melewati celah di antara silinder sirkular dan sudu *advancing*. Efek *nozzle* yang terjadi menyebabkan terjadi peningkatan kecepatan di daerah aliran *attached* sudu *advancing* sehingga tekanan di belakang sudu *advancing* menurun. Penurunan tekanan di belakang sudu *advancing* membuat gaya *drag* yang bekerja di sudu *advancing* meningkat. Kemudian, pada θ sebesar 90° hingga 140° , C_{TS} pada konfigurasi 1 tetap meningkat relatif terhadap turbin konvensional karena adanya efek *nozzle* serta silinder sirkular di samping sudu *advancing* yang mengarahkan aliran angin menuju sudu

advancing. Namun, terjadi penurunan C_{TS} pada θ sebesar 150° hingga 170° relatif terhadap turbin konvensional. Hal ini terjadi karena efek *nozzle* tidak lagi terjadi pada celah di antara silinder sirkular dan sudu *advancing*, tetapi efek *nozzle* mulai terjadi pada daerah di antara silinder sirkular dan sudu *returning*. C_{TS} pada θ sebesar 130° untuk turbin konvensional bernilai negatif, sedangkan untuk konfigurasi 1 bernilai positif. Hal tersebut menunjukkan penambahan silinder sirkular dengan konfigurasi 1 pada kecepatan angin 7 m/s meningkatkan kemampuan *self-starting* turbin.

Pada kecepatan angin 7 m/s, penambahan silinder sirkular dengan konfigurasi 2 menurunkan C_{TS} relatif terhadap turbin konvensional dan konfigurasi 1 pada θ sebesar 0° hingga 20° . Penurunan C_{TS} terjadi karena posisi sudu *advancing* berada di dekat silinder yang dimaksudkan untuk dipasang di depan sudu *returning* sehingga aliran angin menuju sudu *advancing* terhalang silinder sirkular tersebut. Kemudian, pada θ sebesar 30° hingga 90° , C_{TS} pada konfigurasi 2 mengalami peningkatan relatif terhadap turbin konvensional karena adanya efek *nozzle* pada aliran yang melewati celah di antara sudu *advancing* dan silinder sirkular di samping sudu *advancing*. Efek *nozzle* yang terjadi menyebabkan terjadi peningkatan kecepatan di daerah aliran *attached* sehingga tekanan di belakang sudu *advancing* menurun. Penurunan tekanan di belakang sudu *advancing* membuat gaya *drag* yang bekerja di sudu *advancing* meningkat. Kemudian, pada θ sebesar 90° hingga 140° , C_{TS} pada konfigurasi 1 tetap meningkat relatif terhadap turbin konvensional karena adanya efek *nozzle* serta silinder sirkular di samping sudu *advancing* mengarahkan aliran angin menuju sudu *advancing*. Selain itu, pada θ sebesar 90° hingga 140° , C_{TS} pada konfigurasi 2 juga mengalami peningkatan relatif terhadap konfigurasi 1 karena adanya silinder sirkular di depan sudu *returning* menyebabkan penurunan tekanan di depan sudu *returning* akibat adanya daerah *wake* silinder sirkular di depan sudu *returning*. Penurunan tekanan di depan sudu *returning* menyebabkan selisih tekanan di depan dan belakang sudu *returning* menurun sehingga gaya *drag* pada sudu *returning* menurun. Pada θ sebesar 140° hingga 160° , C_{TS} pada konfigurasi 2 tetap mengalami peningkatan relatif terhadap turbin konvensional dan konfigurasi 1 karena silinder sirkular di depan sudu *returning* menyebabkan penurunan tekanan di depan sudu *returning* serta mengarahkan aliran angin menuju sudu *advancing*. Namun, terjadi penurunan C_{TS} pada θ sebesar 170° hingga 180° relatif terhadap turbin konvensional dan konfigurasi 1. Penurunan C_{TS} terjadi karena posisi sudu *advancing* berada di dekat silinder yang dimaksudkan untuk dipasang di depan sudu *returning* sehingga aliran angin menuju sudu *advancing* terhalang silinder sirkular tersebut. C_{TS} pada θ sebesar 130° untuk turbin konvensional bernilai negatif, sedangkan untuk konfigurasi 2 bernilai positif. Hal tersebut menunjukkan penambahan silinder sirkular dengan konfigurasi 2 pada kecepatan angin 7 m/s meningkatkan kemampuan *self-starting* turbin.

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil analisis data performa turbin angin Savonius disertai pemasangan silinder sirkular dengan ukuran $d/D = 0,5$ di samping sudu *advancing* pada jarak $Y/D = 1,42$ dan di depan sudu *returning* pada jarak $S/D = 1,42$ dengan variasi kecepatan angin sebesar 4, 5, 6, dan 7 m/s, maka ditarik beberapa kesimpulan sebagai berikut.

1. Pemasangan silinder sirkular dengan $d/D = 0,5$ di samping sudu *advancing* turbin angin Savonius pada jarak $Y/D = 1,42$ tidak memberikan peningkatan signifikan terhadap *coefficient of power* dan *coefficient of moment* turbin angin Savonius, tetapi mampu meningkatkan kemampuan *self-starting* turbin.
2. Pemasangan silinder sirkular dengan $d/D = 0,5$ di samping sudu *advancing* turbin angin Savonius pada jarak $Y/D = 1,42$ dan di depan sudu *returning* turbin angin Savonius pada jarak $S/D = 1,42$ tidak meningkatkan *coefficient of power* dan *coefficient of moment* turbin angin Savonius, tetapi mampu meningkatkan kemampuan *self-starting* turbin.
3. Pada turbin angin Savonius dengan pemasangan silinder sirkular, peningkatan kecepatan angin menghasilkan performa relatif terhadap turbin konvensional yang semakin menurun.

5.2 Saran

Saran yang dapat digunakan untuk penelitian selanjutnya adalah sebagai berikut.

1. Menggunakan neraca pegas dengan ketelitian yang lebih tinggi.
2. Melakukan perawatan pada peralatan uji karena kondisi yang semakin menurun seiring waktu.

DAFTAR PUSTAKA

- Badan Pengkajian dan Penerapan Teknologi, 2021. *Outlook Energi Indonesia 2021*. Tangerang: Pusat Pengkajian Industri Proses dan Energi.
- Badan Pusat Statistik, 2021. *Hasil Sensus Penduduk 2020*. [Online] Available at: <https://www.bps.go.id/pressrelease/2021/01/21/1854/hasil-sensus-penduduk-2020.html> [Diakses 1 Februari 2022].
- Cooper, P., 2010. Development and analysis of vertical-axis wind turbines. Dalam: W. Tong, penyunt. *Wind Power Generation and Wind Turbine Design*. Southampton: WIT Press, pp. 277-302.
- Frost, W. & Aspliden, C., 2009. Characteristics of the wind. Dalam: D. A. Sphera, penyunt. *Wind Turbine Technology: Fundamental Concepts of Wind Turbine Engineering*. New York: ASME, pp. 467-542.
- Kalmikov, A., 2017. Wind power fundamentals. Dalam: T. M. Letcher, penyunt. *Wind Energy Engineering: A Handbook for Onshore and Offshore Wind Turbines*. London: Elsevier Inc, pp. 17-24.
- Kozak, P., 2014. *Effects of Unsteady Aerodynamics on Vertical-Axis Wind Turbine Performance*, Chicago: Illinois Institute of Technology.
- Letcher, T. M., 2017. Why wind energy?. Dalam: T. M. Letcher, penyunt. *Wind Energy Engineering: A Handbook for Onshore and Offshore Wind Turbines*. London: Elsevier, pp. 3-16.
- Mahmoud, N., El-Haroun, A., Wahba, E. & Nasef, M., 2012. An experimental study on improvement of Savonius rotor performance. *Alexandria Engineering Journal*, Volume 51, pp. 19-25.
- Mathew, S., 2006. *Wind Energy: Fundamentals, Resource Analysis and Economics*. 1st penyunt. Berlin: Springer.
- Mathew, S. & Philip, G. S., 2012. Wind turbines: evolution, basic principles, and classifications. *Comprehensive Renewable Energy*, Volume 2, pp. 93-111.
- Munson, B. R., Okiishi, T. H., Huebsch, W. W. & Rothmayer, A. P., 2013. *Fundamentals of Fluid Mechanics*. 7th penyunt. Hoboken: John Wiley & Sons, Inc.
- Prasetyo, A., Notosudjono, D. & Soebagja, H., 2019. Studi potensi penerapan dan pengembangan pembangkit listrik tenaga angin di Indonesia. *Jurnal Online Mahasiswa (JOM) Bidang Teknik Elektro*, 1(1), pp. 1-12.
- Pritchard, P. J. & Leylegian, J. C., 2011. *Fox and McDonald's Introduction to Fluid Mechanics*. 8th penyunt. Hoboken: John Wiley & Sons, Inc..
- Sakti, G. & Triyogi, Y., 2021. Numerical and experimental investigation of the effect of a circular cylinder as passive control on the savonius wind turbine performance. *Journal of Southwest Jiaotong University*, 56(6), pp. 73-93.
- Setiawan, P. A., Yuwono, T. & Widodo, W. A., 2019. Effect of a circular cylinder in front of advancing blade on the savonius water turbine by using transient simulation. *International Journal of Mechanical & Mechatronics Engineering*, 19(1), pp. 151-159.
- Setiawan, P. A., Yuwono, T. & Widodo, W. A., 2019. Flow analysis of a circular cylinder on the savonius hydrokinetic turbine performance placed the side of advancing blade. *International Journal of Mechanical & Mechatronics Engineering*, 19(6), pp. 41-48.
- Setiawan, P. A., Yuwono, T., Widodo, W. A., Julianto, E. & Santoso, M., 2019. Numerical study of a circular cylinder effect on the vertical axis savonius water turbine performance at the side of the advancing blade with horizontal distance variations. *International Journal of Renewable Energy Research*, 9(2), pp. 978-985.

- Tong, W., 2010. Fundamentals of wind energy. Dalam: W. Tong, penyunt. *Wind Power Generation and Wind Turbine Design*. Southampton: WIT Press, pp. 3-48.
- Triyogi, Y., Ananto, B. R., Paramesti, S., Mahardina, F. M., Lisdarina, E., Arif, V. N., Jeremia, D., Budihartono, M. L. & Shuhufam, A., 2021. Enhancing savonius turbine self-starting capability by installing a circular cylinder in front of returning turbine blade. *JMES The International Journal of Mechanical Engineering and Sciences*, 5(1), pp. 16-23.
- Triyogi, Y., Sakti, G., Aulia, F. & Wijaya, A. C., 2020. Improving the performance of Savonius wind turbine by installation of a circular cylinder upstream of returning turbine blade. *Alexandria Engineering Journal*, Volume 59, pp. 4923-4932.
- Zhao, D., Han, N., Goh, E., Cater, J. & Reinecke, A., 2019. *Wind Turbines and Aerodynamics Energy Harvesters*. 1st penyunt. London: Academic Press.

LAMPIRAN

A. Data Turbin Konvensional

Tabel A.1 Data Torsi Dinamis Turbin Konvensional pada Kecepatan Angin 4 m/s

U (m/s)	T (°C)	ρ (kg/m ³)	n (rpm)	m (g)	s (g)	ω (rad/s)	Td (N.m)	λ	C _M	CoP
4	27,5	1,174	247,0	0,00	0	25,87	0,0000	0,88	0,0000	0,0000
			233,5	10,01	40	24,46	0,0037	0,83	0,0226	0,0188
			213,6	20,06	75	22,37	0,0068	0,76	0,0414	0,0315
			203,2	25,09	90	21,28	0,0080	0,72	0,0490	0,0354
			182,5	30,12	115	19,11	0,0105	0,65	0,0640	0,0415
			172,5	35,16	130	18,07	0,0117	0,61	0,0715	0,0439
			157,4	40,19	140	16,48	0,0123	0,56	0,0753	0,0421
			136,8	45,24	155	14,32	0,0135	0,49	0,0828	0,0402
			132,8	50,27	160	13,91	0,0135	0,47	0,0828	0,0391
			97,8	55,31	180	10,24	0,0154	0,35	0,0941	0,0327
			79,6	65,39	200	8,34	0,0166	0,28	0,1015	0,0287
			74,5	70,46	210	7,80	0,0172	0,26	0,1053	0,0279
			61,0	80,55	230	6,39	0,0184	0,22	0,1127	0,0244
46,0	90,58	250	4,82	0,0197	0,16	0,1203	0,0197			
0,0	100,66	270	0,00	0,0209	0,00	0,1277	0,0000			

Tabel A.2 Data Torsi Dinamis Turbin Konvensional pada Kecepatan Angin 5 m/s

U (m/s)	T (°C)	ρ (kg/m ³)	n (rpm)	m (g)	s (g)	ω (rad/s)	Td (N.m)	λ	C _M	CoP
5	27,5	1,174	294,9	0,00	0	30,88	0,0000	0,94	0,0000	0,0000
			254,8	10,03	70	26,69	0,0074	0,82	0,0366	0,0299
			239,6	20,03	100	25,09	0,0099	0,77	0,0489	0,0374
			213,1	30,02	150	22,31	0,0148	0,68	0,0733	0,0500
			181,6	40,08	200	19,01	0,0197	0,58	0,0977	0,0567
			159,9	50,16	230	16,74	0,0222	0,51	0,1099	0,0562
			134,4	60,13	260	14,07	0,0247	0,43	0,1221	0,0525
			103,6	70,15	280	10,84	0,0259	0,33	0,1282	0,0425
			77,5	80,16	300	8,11	0,0271	0,25	0,1343	0,0333
			51,8	90,25	310	5,42	0,0271	0,17	0,1343	0,0222
			0,0	100,27	320	0,00	0,0271	0,00	0,1343	0,0000

Tabel A.3 Data Torsi Dinamis Turbin Konvensional pada Kecepatan Angin 6 m/s

U (m/s)	T (°C)	ρ (kg/m ³)	n (rpm)	m (g)	s (g)	ω (rad/s)	Td (N.m)	λ	C _M	CoP
6	27,5	1,174	352,6	0,00	0	36,92	0,0000	0,94	0,0000	0,0000
			332,5	20,10	70	34,81	0,0062	0,89	0,0212	0,0188
			305,3	40,15	150	31,97	0,0136	0,81	0,0466	0,0379
			275,7	60,21	250	28,87	0,0234	0,73	0,0805	0,0592
			238,7	70,21	320	25,00	0,0308	0,64	0,1060	0,0674
			216,1	80,29	350	22,63	0,0333	0,58	0,1144	0,0659
			188,5	90,29	360	19,74	0,0333	0,50	0,1144	0,0575
			164,8	110,33	390	17,25	0,0345	0,44	0,1187	0,0521
			148,9	130,35	400	15,59	0,0333	0,40	0,1144	0,0454
			100,2	150,39	410	10,49	0,0320	0,27	0,1102	0,0294
			65,3	170,45	450	6,83	0,0345	0,17	0,1186	0,0206
			53,6	190,52	500	5,62	0,0382	0,14	0,1313	0,0188
			42,7	210,58	530	4,48	0,0394	0,11	0,1355	0,0154
0,0	220,66	580	0,00	0,0443	0,00	0,1525	0,0000			

Tabel A.4 Data Torsi Dinamis Turbin Konvensional pada Kecepatan Angin 7 m/s

U (m/s)	T (°C)	ρ (kg/m ³)	n (rpm)	m (g)	s (g)	ω (rad/s)	Td (N.m)	λ	C _M	CoP
7	27,5	1,174	450,5	0,00	0	47,17	0,0000	1,03	0,0000	0,0000
			432,5	20,02	50	45,30	0,0037	0,99	0,0093	0,0092
			389,3	50,00	200	40,76	0,0185	0,89	0,0468	0,0416
			379,9	70,02	250	39,78	0,0222	0,87	0,0561	0,0487
			337,8	80,14	330	35,37	0,0308	0,77	0,0779	0,0601
			279,9	120,01	460	29,31	0,0419	0,64	0,1060	0,0678
			266,1	130,14	510	27,86	0,0469	0,61	0,1184	0,0720
			236,9	140,01	560	24,81	0,0518	0,54	0,1309	0,0709
			188,8	150,02	590	19,77	0,0543	0,43	0,1372	0,0591
			176,6	160,09	610	18,49	0,0555	0,40	0,1403	0,0566
			144,6	180,14	650	15,14	0,0580	0,33	0,1465	0,0484
			128,9	200,18	670	13,50	0,0580	0,29	0,1465	0,0431
			92,2	240,30	770	9,66	0,0653	0,21	0,1651	0,0348
			77,9	260,36	780	8,16	0,0641	0,18	0,1620	0,0288
			63,4	300,50	820	6,64	0,0641	0,14	0,1620	0,0235
0,0	320,57	880	0,00	0,0690	0,00	0,1744	0,0000			

Tabel A.5 Data Torsi Statis Turbin Konvensional

Posisi sudut sudu (°)	U = 4 m/s		U = 5 m/s		U = 6 m/s		U = 7 m/s	
	Ts (N.cm)	C _{TS}	Ts (N.cm)	C _{TS}	Ts (N.cm)	C _{TS}	Ts (N.cm)	C _{TS}
0	0,33	0,026	0,94	0,047	1,37	0,047	1,65	0,042
10	0,55	0,043	1,19	0,059	1,77	0,061	2,58	0,065
20	0,74	0,057	1,44	0,071	2,20	0,076	3,16	0,080
30	0,87	0,067	1,62	0,080	2,51	0,087	3,62	0,092
40	0,98	0,076	1,83	0,091	2,75	0,095	3,89	0,099
50	0,82	0,064	1,58	0,078	2,30	0,079	3,31	0,084
60	0,71	0,055	1,39	0,069	1,98	0,068	2,87	0,073
70	0,58	0,045	1,11	0,055	1,58	0,054	2,51	0,064
80	0,45	0,035	0,82	0,041	1,31	0,045	1,99	0,050
90	0,30	0,023	0,63	0,031	0,98	0,034	1,60	0,041
100	0,16	0,012	0,36	0,018	0,68	0,023	1,09	0,028
110	0,05	0,004	0,15	0,007	0,28	0,010	0,47	0,012
120	-0,07	-0,005	-0,03	-0,001	-0,07	-0,002	0,12	0,003
130	-0,15	-0,012	-0,18	-0,009	-0,29	-0,010	-0,25	-0,006
140	-0,20	-0,016	-0,29	-0,014	-0,54	-0,019	-0,57	-0,014
150	-0,28	-0,022	-0,51	-0,025	-0,68	-0,023	-0,83	-0,021
160	-0,10	-0,008	-0,11	-0,005	-0,12	-0,004	-0,16	-0,004
170	0,16	0,012	0,32	0,016	0,63	0,022	0,85	0,022
180	0,33	0,026	0,94	0,047	1,37	0,047	1,65	0,042

B. Data Turbin Konfigurasi 1

Tabel B.1 Data Torsi Dinamis Turbin Konfigurasi 1 pada Kecepatan Angin 4 m/s

U (m/s)	T (°C)	ρ (kg/m ³)	n (rpm)	m (g)	s (g)	ω (rad/s)	Td (N.m)	λ	C _M	CoP
4	26,3	1,179	250,4	0,00	0	26,23	0,0000	0,89	0,0000	0,0000
			224,4	10,06	50	23,50	0,0049	0,80	0,0300	0,0239
			209,7	20,10	80	21,96	0,0074	0,75	0,0450	0,0335
			193,1	25,15	100	20,22	0,0092	0,69	0,0562	0,0386
			177,2	30,18	120	18,55	0,0111	0,63	0,0675	0,0425
			170,2	35,26	130	17,82	0,0117	0,60	0,0712	0,0431
			153,4	40,30	150	16,06	0,0135	0,55	0,0824	0,0449
			113,7	45,38	180	11,91	0,0166	0,40	0,1011	0,0409
			82,4	50,43	200	8,63	0,0185	0,29	0,1124	0,0329
			64,2	55,46	210	6,73	0,0191	0,23	0,1161	0,0265
			48,8	60,51	220	5,11	0,0197	0,17	0,1198	0,0208
			0,0	65,51	240	0,00	0,0215	0,00	0,1311	0,0000

Tabel B.2 Data Torsi Dinamis Turbin Konfigurasi 1 pada Kecepatan Angin 5 m/s

U (m/s)	T (°C)	ρ (kg/m ³)	n (rpm)	m (g)	s (g)	ω (rad/s)	Td (N.m)	λ	C _M	CoP
5	25,2	1,183	293,5	0,00	0	30,73	0,0000	0,94	0,0000	0,0000
			263,2	10,08	70	27,56	0,0074	0,84	0,0363	0,0306
			255,3	20,14	90	26,74	0,0086	0,82	0,0424	0,0346
			242,2	30,14	120	25,36	0,0111	0,77	0,0545	0,0422
			222,0	40,23	160	23,24	0,0148	0,71	0,0726	0,0516
			206,2	50,27	190	21,59	0,0172	0,66	0,0847	0,0559
			186,1	60,30	220	19,49	0,0197	0,60	0,0968	0,0576
			148,0	65,28	250	15,50	0,0228	0,47	0,1120	0,0530
			109,2	70,33	280	11,43	0,0259	0,35	0,1271	0,0444
			89,4	80,45	300	9,36	0,0271	0,29	0,1331	0,0381
			65,0	90,48	320	6,80	0,0283	0,21	0,1392	0,0289
			0,0	100,48	330	0,00	0,0283	0,00	0,1392	0,0000

Tabel B.3 Data Torsi Dinamis Turbin Konfigurasi 1 pada Kecepatan Angin 6 m/s

U (m/s)	T (°C)	ρ (kg/m ³)	n (rpm)	m (g)	s (g)	ω (rad/s)	Td (N.m)	λ	C _M	CoP
6	26,0	1,180	362,8	0,00	0	37,99	0,0000	0,97	0,0000	0,0000
			344,6	20,06	70	36,08	0,0062	0,92	0,0211	0,0194
			315,6	40,08	150	33,05	0,0136	0,84	0,0464	0,0390
			260,5	60,13	270	27,28	0,0259	0,69	0,0886	0,0615
			223,3	70,13	340	23,38	0,0333	0,60	0,1139	0,0678
			193,8	80,15	370	20,30	0,0358	0,52	0,1224	0,0632
			174,7	90,18	390	18,29	0,0370	0,47	0,1266	0,0589
			126,0	110,22	420	13,20	0,0382	0,34	0,1308	0,0439
			109,0	130,30	450	11,42	0,0394	0,29	0,1350	0,0392
			90,7	150,39	480	9,50	0,0407	0,24	0,1392	0,0337
			79,3	170,51	500	8,30	0,0406	0,21	0,1391	0,0294
			75,2	190,60	530	7,88	0,0419	0,20	0,1433	0,0287
			52,0	210,67	560	5,44	0,0431	0,14	0,1475	0,0204
			0,0	230,72	600	0,00	0,0456	0,00	0,1559	0,0000

Tabel B.4 Data Torsi Dinamis Turbin Konfigurasi 1 pada Kecepatan Angin 7 m/s

U (m/s)	T (°C)	ρ (kg/m ³)	n (rpm)	m (g)	s (g)	ω (rad/s)	Td (N.m)	λ	C _M	CoP
7	27,8	1,173	448,7	0,00	0	46,99	0,0000	1,03	0,0000	0,0000
			421,9	20,05	80	44,19	0,0074	0,96	0,0187	0,0180
			386,3	40,16	170	40,45	0,0160	0,88	0,0405	0,0358
			353,9	60,22	260	37,06	0,0246	0,81	0,0623	0,0504
			306,2	80,30	380	32,07	0,0370	0,70	0,0935	0,0654
			292,8	90,39	420	30,66	0,0407	0,67	0,1029	0,0688
			260,5	100,42	490	27,28	0,0481	0,60	0,1216	0,0723
			251,3	110,43	510	26,31	0,0493	0,57	0,1247	0,0716
			237,5	130,41	540	24,87	0,0505	0,54	0,1278	0,0693
			196,2	150,51	590	20,54	0,0542	0,45	0,1371	0,0615
			161,5	170,57	630	16,91	0,0567	0,37	0,1434	0,0529
			121,8	190,63	680	12,75	0,0604	0,28	0,1527	0,0425
			98,9	210,70	720	10,35	0,0628	0,23	0,1589	0,0359
			82,7	230,68	750	8,66	0,0641	0,19	0,1621	0,0306
			75,6	250,72	770	7,92	0,0641	0,17	0,1620	0,0280
58,4	270,78	800	6,12	0,0653	0,13	0,1651	0,0220			
0,0	290,78	850	0,00	0,0690	0,00	0,1745	0,0000			

Tabel B.5 Data Torsi Statis Turbin Konfigurasi 1

Posisi sudut sudu (°)	U = 4 m/s		U = 5 m/s		U = 6 m/s		U = 7 m/s	
	Ts (N.cm)	C _{TS}	Ts (N.cm)	C _{TS}	Ts (N.cm)	C _{TS}	Ts (N.cm)	C _{TS}
0	0,49	0,038	1,10	0,055	1,60	0,055	2,20	0,056
10	0,70	0,054	1,42	0,070	2,17	0,075	3,01	0,076
20	0,88	0,068	1,67	0,083	2,62	0,090	3,59	0,091
30	0,98	0,076	1,91	0,095	2,89	0,100	4,00	0,101
40	1,08	0,084	2,02	0,100	3,10	0,107	4,13	0,105
50	0,99	0,077	1,74	0,086	2,78	0,096	3,90	0,099
60	0,85	0,066	1,58	0,078	2,46	0,085	3,50	0,089
70	0,72	0,056	1,38	0,069	2,17	0,075	3,13	0,079
80	0,61	0,047	1,17	0,058	1,75	0,060	2,61	0,066
90	0,49	0,038	0,80	0,040	1,39	0,048	1,89	0,048
100	0,31	0,024	0,60	0,030	1,05	0,036	1,35	0,034
110	0,15	0,012	0,37	0,018	0,73	0,025	0,96	0,024
120	0,03	0,002	0,11	0,005	0,30	0,010	0,43	0,011
130	-0,05	-0,004	-0,07	-0,003	-0,03	-0,001	0,00	0,000
140	-0,12	-0,009	-0,21	-0,010	-0,30	-0,010	-0,30	-0,008
150	-0,34	-0,026	-0,63	-0,031	-0,87	-0,030	-1,30	-0,033
160	-0,23	-0,018	-0,35	-0,017	-0,34	-0,012	-0,93	-0,024
170	0,18	0,014	0,19	0,009	0,44	0,015	0,73	0,018
180	0,49	0,038	1,10	0,055	1,60	0,055	2,20	0,056

C. Data Turbin Konfigurasi 2

Tabel C.1 Data Torsi Dinamis Turbin Konfigurasi 2 pada Kecepatan Angin 4 m/s

U (m/s)	T (°C)	ρ (kg/m ³)	n (rpm)	m (g)	s (g)	ω (rad/s)	Td (N.m)	λ	C _M	CoP
4	28,0	1,172	240,4	0,00	0	25,18	0,0000	0,85	0,0000	0,0000
			226,9	10,08	40	23,76	0,0037	0,81	0,0226	0,0182
			198,4	20,11	90	20,77	0,0086	0,70	0,0528	0,0372
			169,9	25,11	120	17,80	0,0117	0,60	0,0717	0,0433
			155,2	30,14	130	16,25	0,0123	0,55	0,0755	0,0416
			121,0	35,14	150	12,67	0,0142	0,43	0,0868	0,0373
			71,9	37,28	170	7,53	0,0164	0,26	0,1003	0,0256
			48,4	39,36	180	5,07	0,0173	0,17	0,1063	0,0183
			29,6	46,49	190	3,10	0,0177	0,11	0,1084	0,0114
			0,0	51,53	200	0,00	0,0183	0,00	0,1122	0,0000

Tabel C.2 Data Torsi Dinamis Turbin Konfigurasi 2 pada Kecepatan Angin 5 m/s

U (m/s)	T (°C)	ρ (kg/m ³)	n (rpm)	m (g)	s (g)	ω (rad/s)	Td (N.m)	λ	C _M	CoP
5	26,8	1,177	287,5	0,00	0	30,10	0,0000	0,92	0,0000	0,0000
			260,8	10,06	60	27,31	0,0062	0,83	0,0304	0,0254
			224,1	20,04	130	23,46	0,0136	0,72	0,0670	0,0480
			185,3	25,09	180	19,40	0,0191	0,59	0,0944	0,0559
			145,2	30,12	210	15,20	0,0222	0,46	0,1097	0,0509
			68,5	35,20	230	7,17	0,0240	0,22	0,1187	0,0260
			48,9	40,21	240	5,12	0,0246	0,16	0,1218	0,0190
			0,0	50,25	250	0,00	0,0246	0,00	0,1218	0,0000

Tabel C.3 Data Torsi Dinamis Turbin Konfigurasi 2 pada Kecepatan Angin 6 m/s

U (m/s)	T (°C)	ρ (kg/m ³)	n (rpm)	m (g)	s (g)	ω (rad/s)	Td (N.m)	λ	C _M	CoP
6	27,0	1,176	346,9	0,00	0	36,33	0,0000	0,92	0,0000	0,0000
			280,2	20,04	170	29,34	0,0185	0,75	0,0635	0,0474
			248,6	40,07	260	26,03	0,0271	0,66	0,0932	0,0617
			223,3	50,11	310	23,38	0,0321	0,60	0,1101	0,0655
			204,9	60,13	330	21,46	0,0333	0,55	0,1143	0,0624
			165,2	70,19	350	17,30	0,0345	0,44	0,1185	0,0522
			124,8	80,17	370	13,07	0,0358	0,33	0,1228	0,0408
			100,4	100,28	390	10,51	0,0357	0,27	0,1227	0,0328
			64,5	120,34	420	6,75	0,0370	0,17	0,1269	0,0218
			0,0	140,38	460	0,00	0,0394	0,00	0,1354	0,0000

Tabel C.4 Data Torsi Dinamis Turbin Konfigurasi 2 pada Kecepatan Angin 7 m/s

U (m/s)	T (°C)	ρ (kg/m ³)	n (rpm)	m (g)	s (g)	ω (rad/s)	Td (N.m)	λ	C _M	CoP
7	26,5	1,178	435,5	0,00	0	45,60	0,0000	0,99	0,0000	0,0000
			371,9	20,10	160	38,94	0,0173	0,85	0,0435	0,0369
			349,7	40,13	230	36,62	0,0234	0,80	0,0590	0,0471
			317,4	60,19	320	33,23	0,0321	0,72	0,0807	0,0585
			281,1	80,22	420	29,44	0,0419	0,64	0,1056	0,0678
			262,3	90,23	460	27,47	0,0456	0,60	0,1149	0,0688
			248,6	100,21	480	26,03	0,0469	0,57	0,1180	0,0670
			225,7	110,29	510	23,64	0,0493	0,52	0,1242	0,0640
			185,3	130,32	550	19,40	0,0518	0,42	0,1304	0,0552
			120,8	150,34	590	12,65	0,0542	0,28	0,1366	0,0377
			98,9	170,43	610	10,36	0,0542	0,23	0,1366	0,0309
			90,7	190,53	640	9,50	0,0554	0,21	0,1397	0,0289
			86,3	210,63	660	9,04	0,0554	0,20	0,1396	0,0275
			78,2	230,69	680	8,19	0,0554	0,18	0,1396	0,0249
			64,4	250,75	700	6,75	0,0554	0,15	0,1396	0,0205
53,3	270,81	730	5,58	0,0566	0,12	0,1427	0,0174			
0,0	290,88	760	0,00	0,0579	0,00	0,1458	0,0000			

Tabel C.5 Data Torsi Statis Turbin Konfigurasi 2

Posisi sudut sudu (°)	U = 4 m/s		U = 5 m/s		U = 6 m/s		U = 7 m/s	
	Ts (N.cm)	C _{TS}	Ts (N.cm)	C _{TS}	Ts (N.cm)	C _{TS}	Ts (N.cm)	C _{TS}
0	0,13	0,010	0,38	0,019	0,59	0,020	1,08	0,027
10	0,38	0,029	0,86	0,043	1,30	0,045	2,16	0,055
20	0,71	0,055	1,44	0,071	2,16	0,074	3,12	0,079
30	1,01	0,078	1,95	0,097	2,94	0,101	3,76	0,095
40	1,17	0,091	2,15	0,107	3,33	0,115	4,16	0,105
50	1,07	0,083	2,01	0,100	3,04	0,105	3,85	0,098
60	0,95	0,074	1,79	0,089	2,79	0,096	3,32	0,084
70	0,81	0,063	1,52	0,075	2,40	0,083	2,92	0,074
80	0,70	0,054	1,29	0,064	1,95	0,067	2,52	0,064
90	0,56	0,043	1,06	0,053	1,59	0,055	2,03	0,051
100	0,40	0,031	0,83	0,041	1,20	0,041	1,51	0,038
110	0,23	0,018	0,57	0,028	0,81	0,028	1,06	0,027
120	0,12	0,009	0,30	0,015	0,43	0,015	0,59	0,015
130	0,01	0,001	0,05	0,002	0,11	0,004	0,19	0,005
140	-0,05	-0,004	-0,04	-0,002	-0,09	-0,003	-0,12	-0,003
150	-0,11	-0,009	-0,10	-0,005	-0,19	-0,007	-0,41	-0,010
160	-0,04	-0,003	-0,07	-0,003	-0,04	-0,001	-0,14	-0,004
170	0,02	0,002	0,09	0,004	0,15	0,005	0,39	0,010
180	0,13	0,010	0,38	0,019	0,59	0,020	1,08	0,027

BIODATA PENULIS



Dhia Fairuz Shabrina dilahirkan di Surabaya pada 6 Juli 2000. Penulis merupakan anak kedua dari dua bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan formal di SD Muhammadiyah 4 Surabaya, SMPN 1 Surabaya, dan SMAN 5 Surabaya. Setelah lulus dari SMA pada tahun 2018, penulis diterima di Departemen Teknik Mesin FTIRS ITS melalui jalur SNMPTN pada tahun 2018.

Di Departemen Teknik Mesin ITS, penulis aktif di organisasi mahasiswa Lembaga Bengkel Mahasiswa Mesin (LBMM) sebagai Staf Divisi Hubungan Luar periode 2019/2020 dan Kepala Biro Internal Divisi Hubungan Luar periode 2020/2021. Penulis juga tergabung dalam tim Mesin ITS Karting Club (MKC) sebagai Manajer Non-Teknis periode 2021. Selama masa perkuliahan, penulis aktif menjadi panitia dan koordinator dalam berbagai kegiatan yang diadakan di ITS. Penulis mengemban tugas sebagai Asisten Laboratorium Mekanika dan Mesin-Mesin Fluida pada periode 2021/2022. Penulis juga berkesempatan melakukan kerja praktik di PT Petrokimia Gresik. Penulis dapat dihubungi melalui email dengan alamat dhiafairuzs@gmail.com.