

**TUGAS AKHIR - TM184835**

**STUDI NUMERIK PENINGKATAN PERFORMA TURBIN  
ANGIN SAVONIUS DENGAN VARIASI PENAMBAHAN  
SILINDER PENGGANGGU DI SAMPING SUDU ADVANCING  
(Y/D) DAN DI DEPAN SUDU RETURNING (S/D)**

**“Studi Kasus  $d/D = 0,5$ , dengan Jarak  $Y/D = 1,42$  dan  $1,51$ ,  $S/D = 1,42$   
dan  $1,51$ ”**

**MUFTIYANA ZULFA AULIYA**

**NRP 02111840000036**

Dosen Pembimbing

**Vivien Suphandani Djanali, S.T., M.E., Ph. D.**

**NIP 198105292003122001**

**PROGRAM STUDI SARJANA**

Departemen Teknik Mesin

Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2022



**TUGAS AKHIR - TM184835**

**STUDI NUMERIK PENINGKATAN PERFORMA TURBIN  
ANGIN SAVONIUS DENGAN VARIASI PENAMBAHAN  
SILINDER PENGGANGGU DI SAMPING SUDU ADVANCING  
(Y/D) DAN DI DEPAN SUDU RETURNING (S/D)**

**“Studi Kasus  $d/D = 0,5$ , dengan Jarak  $Y/D = 1,42$  dan  $1,51$ ,  $S/D = 1,42$  dan  $1,51$ ”**

**MUFTIYANA ZULFA AULIYA**

**NRP. 02111840000036**

Dosen Pembimbing

**Vivien Suphandani Djanali, S.T., M.E., Ph.D.**

**NIP. 198105292003122001**

**PROGRAM STUDI SARJANA**

Departemen Teknik Mesin

Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2022



**FINAL PROJECT - TM184835**

**NUMERICAL STUDY OF INCREASING THE PERFORMANCE  
OF THE SAVONIUS WIND TURBINE WITH THE ADDITION  
OF CYLINDERS AT THE SIDE OF THE ADVANCING BLADE  
(Y/D) AND IN FRONT OF THE RETURNING BLADE (S/D)  
“Case Study  $d/D = 0.5$ , with Distance  $Y/D = 1.42$  and  $1.51$ ,  $S/D = 1.42$   
and  $1.51$ ”**

**MUFTIYANA ZULFA AULIYA**

**NRP. 02111840000036**

Advisor

**Vivien Suphandani Djanali, S.T., M.E., Ph.D.**

**NIP. 198105292003122001**

**Undergraduate Study Program**

Department of Mechanical Engineering

Faculty of Industrial Technology and Systems Engineering

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2022

## LEMBAR PENGESAHAN

### STUDI NUMERIK PENINGKATAN PERFORMA TURBIN ANGIN SAVONIUS DENGAN VARIASI PENAMBAHAN SILINDER PENGANGGU DI SAMPING SUDU ADVANCING (Y/D) DAN DI DEPAN SUDU RETURNING (S/D)

“Studi Kasus  $d/D = 0,5$ , dengan Jarak  $Y/D = 1,42$  dan  $1,51$ ,  $S/D = 1,42$  dan  $1,51$ ”

#### TUGAS AKHIR

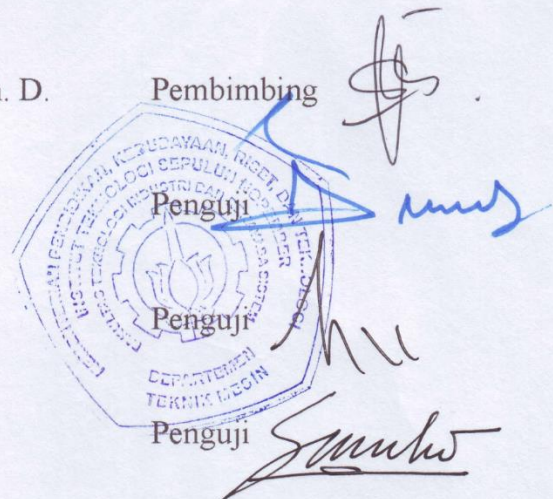
Diajukan untuk memenuhi salah satu syarat  
memperoleh gelar Sarjana Teknik pada  
Program Studi S-1 Teknik Mesin  
Departemen Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh : **MUFTIYANA ZULFA AULIYA**

NRP. 0211184000036

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Vivien Suphandani Djanali, S.T., M.E., Ph. D.
2. Nur Ikhwan, S.T., M.Eng.
3. Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA.
4. Prof. Dr. Ing. Herman Sasongko



SURABAYA

Juli , 2022

## APPROVAL SHEET

### NUMERICAL STUDY OF INCREASING THE PERFORMANCE OF THE SAVONIUS WIND TURBINE WITH THE ADDITION OF CYLINDERS AT THE SIDE OF THE ADVANCING BLADE (Y/D) AND IN FRONT OF THE RETURNING BLADE (S/D)

“Case Study  $d/D = 0.5$ , with Distance  $Y/D = 1.42$  and  $1.51$ ,  $S/D = 1.42$  and  $1.51$ ”

#### FINAL PROJECT

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

By : **MUFTIYANA ZULFA AULIYA**

NRP. 0211184000036

Approved by Final Project Examiner Team :

1. Vivien Suphandani Djanali, S.T., M.E., Ph. D.
2. Nur Ikhwan, S.T., M.Eng
3. Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA.
4. Prof. Dr. Ing. Herman Sasongko

Advisor

Examiner

Examiner

Examiner

SURABAYA

July , 2022

## PERNYATAAN ORISINALITAS

Yang bertanda tangan di bawah ini :

Nama mahasiswa / NRP : Muftiyana Zulfa Auliya / 0211184000036

Departemen : Teknik Mesin

Dosen Pembimbing/NIP : Vivien Suphandani Djanali, S.T., M.E., Ph.D. /  
198105292003122001

Dengan ini menyatakan bahwa Tugas Akhir dengan judul

**STUDI NUMERIK PENINGKATAN PERFORMA TURBIN ANGIN SAVONIUS  
DENGAN VARIASI PENAMBAHAN SILINDER PENGGANGGU DI SAMPING  
SUDU ADVANCING (Y/D) DAN DI DEPAN SUDU RETURNING (S/D)**

"Studi Kasus  $d/D = 0,5$ , dengan jarak  $Y/D = 1,42$  dan  $1,51$ ,  $S/D = 1,42$  dan  $1,51$ "

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, 20 Juli 2022

Mengetahui

Dosen Pembimbing

Vivien Suphandani Djanali, S.T., M.E., Ph.D.

NIP. 198105292003122001

Mahasiswa,

Muftiyana Zulfa Auliya

NRP. 0211184000036

## STATEMENT OF ORIGINALITY

The undersigned below :

Name of student / NRP : Muftiyana Zulfa Auliya / 0211184000036  
Department : Mechanical Engineering  
Advisor/NIP : Vivien Suphandani Djanali, S.T., M.E., Ph.D. /  
198105292003122001

Hereby declare that the Final Project with the title of

**NUMERICAL STUDY OF INCREASING THE PERFORMANCE OF THE SAVONIUS  
WIND TURBINE WITH THE ADDITION OF CYLINDERS AT THE SIDE OF THE  
ADVANCING BLADE (Y/D) AND IN FRONT OF THE RETURNING BLADE (S/D)**

"Case Study  $d/D = 0.5$ , with Distance  $Y/D = 1.42$  and  $1.51$ ,  $S/D = 1.42$  and  $1.51$ "

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, 20 July 2022

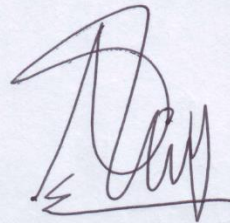
Acknowledged

Advisor



Vivien Suphandani Djanali, S.T., M.E., Ph.D.  
NIP. 198105292003122001

Student



Muftiyana Zulfa Auliya  
NRP. 0211184000036

**STUDI NUMERIK PENINGKATAN PERFORMA TURBIN ANGIN SAVONIUS  
DENGAN VARIASI PENAMBAHAN SILINDER PENGGANGGU DI SAMPING  
SUDU ADVANCING (Y/D) DAN DI DEPAN SUDU RETURNING (S/D)**

**“Studi Kasus  $d/D = 0,5$ , dengan Jarak  $Y/D = 1,42$  dan  $1,51$ ,  $S/D = 1,42$  dan  $1,51$ ”**

**Nama Mahasiswa / NRP : Muftiyana Zulfa Auliya / 02111840000036**  
**Departemen : Teknik Mesin FT-IRS ITS**  
**Dosen Pembimbing : Vivien Suphandani Djanali, S.T., M.E., Ph.D.**

**Abstrak**

Indonesia merupakan negara dengan jumlah penduduk terbanyak ke empat di dunia yang berdampak pada peningkatan kebutuhan energi yang harus dipenuhi. Di Indonesia, energi listrik umumnya berasal dari bahan bakar fosil seperti batu bara yang suatu saat akan habis. Oleh karena itu perlu adanya produksi energi yang berasal dari sumber-sumber energi terbarukan. Indonesia memiliki potensi energi angin sebesar 60,6 GWp dengan kecepatan angin rata-rata 3 sampai 6 m/s. Untuk memaksimalkan potensi yang ada, penggunaan turbin angin Savonius yang dapat menerima angin dari segala arah dan dapat bekerja dalam kondisi angin yang rendah sangat dianjurkan. Namun, daya yang dihasilkan oleh turbin angin Savonius tidak tinggi. Untuk meningkatkan kemampuannya, dilakukan penelitian dengan menambahkan silinder di samping sudu *advancing* dan di depan sudu *returning* turbin Savonius yang diharapkan dapat mendefleksikan angin lebih banyak menuju sudu turbin. Hal ini dapat membuat selisih gaya *drag* meningkat dan menghasilkan torsi positif lebih tinggi.

Penelitian ini menggunakan model dengan geometri dua dimensi dari turbin angin Savonius dengan penambahan silinder pengganggu di samping sudu *advancing* untuk konfigurasi pertama dan penambahan silinder di samping sudu *advancing* dan di depan sudu *returning* untuk konfigurasi kedua. Model turbulensi yang digunakan adalah *Realizable k-ε*. Domain yang digunakan yaitu *static domain* dan *rotating domain*. *Boundary condition* yang digunakan adalah *velocity inlet* untuk *inlet*, bagian *outlet* menggunakan *pressure outlet*, *symmetry* menggunakan *symmetry*, sudu turbin menggunakan *wall* dan untuk *interface rotating domain* dan *stationary domain* menggunakan *interface*.

Hasil dari penelitian ini adalah dengan menambahkan silinder di samping sudu *advancing* dapat menaikkan performa dari turbin akibat adanya efek *nozzle* yang dapat menaikkan kecepatan pada *attached flow*. Peningkatan nilai CoP tertinggi sebesar 5,7% pada TSR 0,8 untuk variasi jarak  $Y/D = 1,51$ . Untuk konfigurasi kedua dengan penambahan silinder di samping sudu *advancing* dan di depan sudu *returning* tidak memberikan pengaruh terhadap performa turbin. Secara keseluruhan nilai CoP berada di bawah turbin konvensional karena jarak silinder di depan sudu *returning* yang terlalu dekat sehingga *shear layer* tidak jatuh pada turbin dan aliran udara dari depan terdefleksikan ke sisi cembung *advancing*.

**Kata kunci: *boundary condition, energi, performa, silinder, turbin angin.***



**NUMERICAL STUDY OF INCREASING THE PERFORMANCE OF THE SAVONIUS WIND TURBINE WITH THE ADDITION OF CYLINDERS AT THE SIDE OF THE ADVANCING BLADE (Y/D) AND IN FRONT OF THE RETURNING BLADE (S/D)**

**“Case Study  $d/D = 0.5$ , with Distance  $Y/D = 1.42$  and  $1.51$ ,  $S/D = 1.42$  and  $1.51$ ”**

**Student Name / NRP** : Muftiyana Zulfa Auliya / 0211184000036  
**Department** : Teknik Mesin FT-IRS ITS  
**Advisor** : Vivien Suphandani Djanali, S.T., M.E., Ph.D.

**Abstract**

Indonesia is a country with the fourth-largest population in the world that has an impact on increasing energy needs. In Indonesia, electrical energy is produced from fossil fuels such as coal which will be run out. Therefore, it is necessary to produce energy from renewable energy sources. Indonesia has a wind energy potential of 60.6 GWp with an average wind speed of 3 to 6 m/s. To maximize the potential of energy, the use of the Savonius wind turbine that can receive wind from all directions is recommended. However, the power generated by the Savonius wind turbine is not high. To increase the ability, in this study, additional cylinders were carried out on the side of the advancing blade and in front of the returning blade Savonius turbine which is expected to be able to deflect more wind towards the turbine blades. This phenomenon will increase the difference in drag force and produce a higher positive torque.

This study uses a model with a two-dimensional geometry of the Savonius wind turbine with the addition of a disturbing cylinder beside the advancing blade for the first configuration and the addition of a cylinder beside the advancing blade and in front of the returning blade for the second configuration. The turbulence model used in this study is Realizable  $k-\epsilon$ . The domain used are the static domain and the rotating domain. The boundary conditions used are the velocity inlet for the inlet, for the outlet using a pressure outlet, symmetry using symmetry, for the turbine blade using a wall, and for the rotating domain and stationary domain interfaces using the interface.

The result from this research is with adding a cylinder beside the advancing blade can increase the performance of the turbine due to the nozzle effect which can increase the speed at the attached flow. The value of CoP increased by 5,7% at TSR 0.8 for the variation of distance  $Y/D = 1.51$ . For the second configuration, the addition of a cylinder beside the advancing blade and in front of the returning blade has no effect on turbine performance. Overall the CoP values are below conventional turbines due to the addition of a cylinder in front of the returning blade which is too close so that the shear layer does not fall on the turbine dan airflow from the front is deflected to the convex side advancing.

**Keywords:** *boundary condition, energy, performance, cylinder, wind turbine.*

## KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan kehadirat Allah SWT, atas segala rahmat dan hidayah-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir dengan judul **“Studi Numerik Peningkatan Performa Turbin Angin Savonius dengan Variasi Penambahan Silinder Penganggu di Samping Sudu *Advancing* (Y/D) dan di Depan Sudu *Returning* (S/D)”**. Tugas akhir ini disusun untuk memenuhi persyaratan kelulusan pendidikan Sarjana Teknik S-1 di Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya. Ucapan terima kasih yang sebesar-besarnya juga penulis sampaikan kepada seluruh pihak yang telah membimbing, membantu, dan mendukung penulis dalam proses penyelesaian tugas akhir ini. Oleh karena itu melalui kesempatan ini penulis sampaikan ucapan terima kasih kepada :

1. Allah Subhanahu Wa Ta’ala atas rahmat, hidayah, dan ridho-Nya, sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini dengan maksimal.
2. Kedua orang tua penulis, Ibu Narimaningsih Gustien dan Bapak Zuhairi Muchammad, serta Mbak Assyifa Ilmi Auliya dan Mas Burhan Afandi yang senantiasa mendoakan, memberi semangat, dan mendukung perjalanan penulis dari kecil hingga saat ini.
3. Ibu Vivien Suphandani Djanali, S.T., M.T., Ph.D. selaku dosen pembimbing Tugas Akhir yang selalu sabar dalam memberikan ilmu, arahan, masukan, motivasi dan bimbingan bagi penulis untuk menyelesaikan Tugas Akhir ini dengan baik.
4. Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA., Prof. Dr. Ing. Herman Sasongko, dan Bapak Nur Ikhwan, S.T., M.Eng. selaku dosen penguji Tugas Akhir yang telah berkenan memberikan masukan, saran, dan kritik yang sangat membangun demi penyempurnaan Tugas Akhir ini.
5. Bapak Dr. Wawan Aries Widodo, S.T., M.T., selaku dosen wali penulis yang selalu memberikan motivasi dan bimbingan akademik selama penulis menempuh pendidikan tinggi di Departemen Teknik Mesin, FT-IRS ITS
6. Civitas Akademika Teknik Mesin ITS atas dukungan, bimbingan, dan fasilitas yang telah diberikan selama masa perkuliahan di Departemen Teknik Mesin, FT-IRS ITS
7. Teman-teman simulasi Savonius, Artha, Agha, Fauzan, Ghani dan seluruh Anggota Laboratorium Mekanika dan Mesin-Mesin Fluida yang selalu menemani, mendukung, membantu, dan memberikan semangat untuk menyelesaikan Tugas Akhir ini.
8. Keluarga M61 serta Keluarga Mesin ITS Auto Sport yang telah memberikan pengalaman dan kenangan berharga selama penulis menempuh pendidikan di Departemen Teknik Mesin, FT-IRS ITS.
9. Teman-teman dan sahabat penulis yang telah senantiasa selalu menemani dan memberikan dukungan bagi penulis saat senang maupun susah.
10. Semua pihak yang belum disebutkan di atas dikarenakan keterbatasan penulis.

Penulis menyadari bahwa dalam penyusunan Tugas Akhir ini masih jauh dari kata sempurna serta masih memiliki banyak kekurangan. Oleh karena itu, penulis mengharapkan segala jenis masukan dan saran dari semua pihak. Penulis juga berharap Tugas Akhir ini dapat memberikan manfaat bagi pembaca maupun khalayak umum.

Surabaya, Juli 2022

**Penulis**

## DAFTAR ISI

<b>LEMBAR PENGESAHAN</b> .....	<b>iv</b>
<b>APPROVAL SHEET</b> .....	<b>v</b>
<b>PERNYATAAN ORISINALITAS</b> .....	<b>vi</b>
<b>STATEMENT OF ORIGINALITY</b> .....	<b>vii</b>
<b>ABSTRAK</b> .....	<b>viii</b>
<b>ABSTRACT</b> .....	<b>ix</b>
<b>KATA PENGANTAR</b> .....	<b>x</b>
<b>DAFTAR ISI</b> .....	<b>xi</b>
<b>DAFTAR GAMBAR</b> .....	<b>xiii</b>
<b>DAFTAR TABEL</b> .....	<b>xvii</b>
<b>BAB I PENDAHULUAN</b> .....	<b>1</b>
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
<b>BAB II TINJAUAN PUSTAKA</b> .....	<b>6</b>
2.1 Energi Angin .....	6
2.2 Potensi Energi Angin .....	6
2.3 Turbin Angin.....	7
2.4 Turbin Angin Savonius .....	8
2.5 Gaya Drag.....	9
2.6 <i>Coefficient of Power</i> .....	10
2.7 <i>Coefficient of Moment</i> .....	11
2.8 <i>Coefficient of Pressure</i> .....	11
2.9 Hukum Betz .....	11
2.10 Momentum Angular.....	12
2.11 <i>Tip Speed Ratio</i> .....	12
2.12 Torsi .....	13
2.13 Penelitian Terdahulu .....	13
2.13.1 Tsutsui dan Igarashi (2002) .....	13
2.13.2 Altan et al (2008).....	15
2.13.3 Mohamed et al (2010).....	18

2.13.4	Maghfira (2016).....	21
2.13.5	Nafi'ah (2018) .....	25
2.13.6	Setiawan et al (2019) .....	28
2.13.7	Sakti et al (2019) .....	32
2.13.8	Tri Yogi et al (2020).....	35
<b>BAB III METODOLOGI PENELITIAN.....</b>		<b>38</b>
3.1	Variasi dan Domain Simulasi .....	38
3.1.1	Variasi.....	38
3.1.2	Domain Simulasi .....	38
3.2	Tahap <i>Pre-Processing</i> .....	39
3.2.1	Pembuatan Geometri dan <i>Meshing</i> .....	39
3.2.2	<i>Boundary Condition</i> .....	43
3.3	Tahap <i>Processing</i> .....	43
3.4	Tahap <i>Post Processing</i> .....	45
3.5	<i>Grid Independency Test</i> .....	45
3.6	Diagram Alir .....	47
<b>BAB IV ANALISIS DAN DISKUSI .....</b>		<b>50</b>
4.1	Komparasi Hasil Penelitian.....	50
4.2	Hasil Simulasi .....	51
4.2.1.	<i>Coefficient of Power (CoP)</i> .....	51
4.2.2.	<i>Coefficient of Moment Average (Cm<sub>avg</sub>) dan Coefficient of Moment (Cm)</i> .....	53
4.2.3.	Distribusi Koefisien Tekanan atau <i>Coefficient of Pressure (Cp)</i> .....	58
4.2.4.	Kontur Kecepatan .....	62
4.2.5.	Kontur Koefisien Tekanan.....	66
4.3	Diskusi .....	71
4.3.1.	Penurunan Performa Secara Drastis Pada Turbin dengan Penambahan Dua Silinder .....	71
<b>BAB V KESIMPULAN DAN SARAN .....</b>		<b>76</b>
5.1	Kesimpulan .....	76
5.2	Saran .....	76
<b>DAFTAR PUSTAKA .....</b>		<b>77</b>
<b>LAMPIRAN .....</b>		<b>78</b>
<b>BIODATA PENULIS .....</b>		<b>83</b>

## DAFTAR GAMBAR

<b>Gambar 2.1</b> Peta Distribusi Kecepatan Angin <i>Onshore</i> dan <i>Offshore</i> di Indonesia ( <b>Badan Layanan Umum p3kebt, 2021</b> ) .....	7
<b>Gambar 2.2</b> Performa Berbagai Jenis Turbin Angin ( <b>Hau, 2013</b> ) .....	8
<b>Gambar 2.3</b> Pola Aliran Gaya yang Terjadi pada Turbin Savonius ( <b>Yahya, 2021</b> ).....	8
<b>Gambar 2.4</b> Ilustrasi Gaya <i>Drag</i> dan <i>Lift</i> yang terjadi pada Airfoil ( <b>Hemami, 2012</b> ).....	9
<b>Gambar 2.5</b> Skema Penelitian ( <b>Tsutsui &amp; Igarashi, 2002</b> ) .....	13
<b>Gambar 2.6</b> Grafik Distribusi Tekanan pada Silinder Utama (a) dengan Variasi $Re$ (b) dengan Variasi $d/D$ ( <b>Tsutsui &amp; Igarashi, 2002</b> ).....	14
<b>Gambar 2.7</b> Grafik Nilai <i>Pressure Drag Coefficient</i> ( $C_D$ ) Akibat Pemberian Silinder dengan Variasi Jarak Silinder Pengganggu ( $L/D$ ) ( <b>Tsutsui &amp; Igarashi, 2002</b> ).....	15
<b>Gambar 2.8</b> Skema Turbin Savonius dengan Plat Pengganggu ( <b>Altan et al., 2008</b> ) .....	15
<b>Gambar 2.9</b> Pengaruh pemberian Plat Pengganggu terhadap Nilai <i>Coefficient of Power</i> Turbin Angin Savonius Berdasarkan Variasi Konfigurasi Plat ( <b>Altan et al., 2008</b> ) .....	16
<b>Gambar 2.10</b> Pengaruh Sudut Plat Pengganggu terhadap Kecepatan Putar Turbin Angin Savonius ( <b>Altan et al., 2008</b> ) .....	16
<b>Gambar 2.11</b> Pengaruh Perbedaan Panjang Plat Pengganggu terhadap Torsi yang Dihasilkan oleh Turbin Angin Savonius ( <b>Altan et al., 2008</b> ) .....	17
<b>Gambar 2.12</b> Perbandingan Besar Nilai <i>Power Coefficient</i> ( $C_p$ ) antara Turbin Angin Savonius dengan Plat Pengganggu dan Turbin Konvensional ( <b>Altan et al., 2008</b> ) .....	17
<b>Gambar 2.13</b> Konfigurasi Turbin Dua Sudu dan Tiga Sudu dengan Plat Penghalang ( <b>Mohamed et al., 2010</b> ).....	18
<b>Gambar 2.14</b> Pengaruh Pemberian Plat Penghalang pada <i>Static Torque Coefficient</i> ( $C_{ms}$ ) terhadap rotation angle ( <b>Mohamed et al., 2010</b> ) .....	19
<b>Gambar 2.15</b> Kontur Aliran Turbin Savonius Dua Sudu dan Tiga Sudu dengan Plat Deflektor ( <b>Mohamed et al., 2010</b> ).....	20
<b>Gambar 2.16</b> Pengaruh pemberian plat deflektor pada <i>Torque Coefficient</i> ( $C_m$ ) dan <i>Power Coefficient</i> ( $C_p$ ) pada (a) turbin dua sudu (b) turbin tiga sudu ( <b>Mohamed et al., 2010</b> ) .....	21
<b>Gambar 2.17</b> Skema Penelitian ( <b>Maghfira, 2016</b> ) .....	22
<b>Gambar 2.18</b> Grafik nilai Torsi Statis ( $T$ ) pada Turbin Angin Savonius berdasarkan fungsi jarak $S/D$ pada Bilangan Reynolds $6,0 \times 10^4$ , $7,5 \times 10^4$ , dan $9,0 \times 10^4$ ( <b>Maghfira, 2016</b> ) .....	23
<b>Gambar 2.19</b> Grafik perbandingan nilai Torsi Statis dengan Silinder Pengganggu dan Tanpa Silinder Pengganggu ( $T/T_0$ ) pada Turbin Angin Savonius berdasarkan fungsi jarak $S/D$ pada Bilangan Reynolds $6,0 \times 10^4$ , $7,5 \times 10^4$ , dan $9,0 \times 10^4$ ( <b>Maghfira, 2016</b> ) .....	23
<b>Gambar 2.20</b> Grafik nilai <i>Coefficient of Power</i> ( $CoP$ ) pada Turbin Angin Savonius berdasarkan fungsi jarak $S/D$ pada Bilangan Reynolds $6,0 \times 10^4$ , $7,5 \times 10^4$ , dan $9,0 \times 10^4$ ( <b>Maghfira, 2016</b> ) .....	24
<b>Gambar 2.21</b> Grafik perbandingan nilai <i>Coefficient of Power</i> dengan Silinder Pengganggu dan Tanpa Silinder Pengganggu ( $CoP/CoP_0$ ) pada Turbin Angin Savonius berdasarkan fungsi jarak $S/D$ pada Bilangan Reynolds $6,0 \times 10^4$ , $7,5 \times 10^4$ , dan $9,0 \times 10^4$ ( <b>Maghfira, 2016</b> ) .....	24
<b>Gambar 2.22</b> Skema Penelitian ( <b>Nafi'ah, 2018</b> ) .....	25
<b>Gambar 2.23</b> Grafik nilai <i>Coefficient of Power</i> ( $CoP$ ) pada Turbin Angin Savonius Berdasarkan Fungsi <i>Tip Speed Ratio</i> ( $TSR$ ) pada Bilangan Reynolds $9,7 \times 10^4$ ( <b>Nafi'ah, 2018</b> ) .....	26

<b>Gambar 2.24</b> Grafik nilai <i>Coefficient of Power</i> (CoP) pada Turbin Angin Savonius Berdasarkan Fungsi <i>Tip Speed Ratio</i> (TSR) pada Bilangan Reynolds $14,5 \times 10^4$ (Nafi'ah, 2018)	26
<b>Gambar 2.25</b> Grafik nilai <i>Coefficient of Power</i> (CoP) pada Turbin Angin Savonius Berdasarkan Fungsi <i>Tip Speed Ratio</i> (TSR) pada Bilangan Reynolds $17,8 \times 10^4$ (Nafi'ah, 2018)	26
<b>Gambar 2.26</b> Grafik nilai <i>Coefficient of Moment</i> (Cm) pada Turbin Angin Savonius Berdasarkan Fungsi <i>Tip Speed Ratio</i> (TSR) pada Bilangan Reynolds $9,7 \times 10^4$ (Nafi'ah, 2018)	27
<b>Gambar 2.27</b> Grafik nilai <i>Coefficient of Moment</i> (Cm) pada Turbin Angin Savonius Berdasarkan Fungsi <i>Tip Speed Ratio</i> (TSR) pada Bilangan Reynolds $14,5 \times 10^4$ (Nafi'ah, 2018)	27
<b>Gambar 2.28</b> Grafik nilai <i>Coefficient of Moment</i> (Cm) pada Turbin Angin Savonius Berdasarkan Fungsi <i>Tip Speed Ratio</i> (TSR) pada Bilangan Reynolds $17,8 \times 10^4$ (Nafi'ah, 2018)	28
<b>Gambar 2.29</b> Konfigurasi Turbin Savonius dengan Penambahan Silinder (Setiawan et al., 2019)	29
<b>Gambar 2.30</b> Domain dan <i>Boundary Condition</i> Simulasi (Setiawan et al., 2019)	29
<b>Gambar 2.31</b> Pengaruh Penambahan Silinder Pengganggu pada Turbin Savonius terhadap <i>Coefficient of Torque</i> (Cm) Berdasarkan fungsi <i>Tip Speed Ratio</i> (TSR) (Setiawan et al., 2019)	30
<b>Gambar 2.32</b> Pengaruh Penambahan Silinder Pengganggu pada Turbin Savonius terhadap <i>Coefficient of Power</i> (Cp) Berdasarkan fungsi <i>Tip Speed Ratio</i> (TSR) (Setiawan et al., 2019)	30
<b>Gambar 2.33</b> Pola Garis Kecepatan Turbin Hidrokinetik Savonius dengan Penambahan Silinder Pganggu pada TSR 0,9 dan $\theta = 30^\circ$ (Setiawan et al., 2019)	31
<b>Gambar 2.34</b> Distribusi Tekanan Turbin Hidrokinetik dengan Penambahan Silinder Pganggu Berdasarkan Fungsi jarak (x/c) pada TSR 0,9 dan $\theta = 30^\circ$ (Setiawan et al., 2019)	32
<b>Gambar 2.35</b> Konfigurasi Turbin Angin Savonius dengan Penambahan Silinder I-65° (Sakti et al., 2019)	32
<b>Gambar 2.36</b> Domain dan <i>Boundary Condition</i> Simulasi Turbin Angin Savonius (Sakti et al., 2019)	33
<b>Gambar 2.37</b> Hasil <i>Meshing</i> dari Turbin Savonius (Sakti et al., 2019)	33
<b>Gambar 2.38</b> Perbandingan nilai <i>Coefficient of Power</i> dari Turbin Savonius Konvensional dan Turbin Savonius dengan Penambahan Silinder I-65 Dari Metode Eksperimen Dan Numerik Berdasarkan Fungsi <i>Tip Speed Ratio</i> (Sakti et al., 2019)	34
<b>Gambar 2.39</b> Pengaruh Penambahan Silinder I-65 pada Nilai <i>Coefficient of Moment</i> dari turbin Savonius berdasarkan fungsi tip speed ratio untuk metode eksperimen dan numerik. (Sakti et al., 2019)	34
<b>Gambar 2.40</b> Kontur Kecepatan dari Turbin Konvensional dan Turbin dengan Penambahan Silinder I-65 pada sudut $30^\circ, 90^\circ, 150^\circ$ dan TSR = 0,8 (Sakti et al., 2019)	35
<b>Gambar 2.41</b> Konfigurasi Turbin Angin Savonius dengan Penambahan Silinder Pganggu di Depan Sudu <i>Returning</i> (Triyogi et al., 2020)	36
<b>Gambar 2.42</b> Grafik Nilai <i>Coefficient of Power</i> Berdasarkan Fungsi <i>Tip Speed Ratio</i> dengan (a) Jarak S/D = 1,4, 1,6, dan 1,8 (b) Jarak S/D = 2,0 dan 2,2 (Triyogi et al., 2020)	37

<b>Gambar 2.43</b> Grafik Nilai <i>Coefficient of Moment</i> Berdasarkan Fungsi <i>Tip Speed Ratio</i> dengan (a) Jarak S/D = 1,4, 1,6, dan 1,8 (b) Jarak S/D = 2,0 dan 2,2 (Triyogi et al., 2020) .....	37
<b>Gambar 3. 1</b> Geometri Turbin Angin Savonius dengan Penambahan silinder (a) di Samping Sudu <i>advancing</i> untuk Konfigurasi A .....	39
<b>Gambar 3. 2</b> Geometri Turbin Angin Savonius dengan Penambahan Silinder di Samping Sudu <i>Advancing</i> dan di Depan Sudu <i>Returning</i> untuk Konfigurasi B.....	40
<b>Gambar 3. 3</b> Gambar <i>Meshing</i> Turbin Angin Savonius Menggunakan Software ICEM CFD 2021 R2 .....	40
<b>Gambar 3. 4</b> Perbesaran Gambar <i>Meshing</i> Turbin Angin Savonius Menggunakan Software ICEM CFD 2021 R2 (a) sekitar rotor, (b) dekat sudu .....	41
<b>Gambar 3. 5</b> Perbesaran Gambar <i>Meshing</i> Turbin Angin Savonius dengan Variasi Konfigurasi Pertama (a) <i>meshing</i> keseluruhan (b) sekitar rotor, (c) sekitar silinder.....	42
<b>Gambar 3. 6</b> Gambar Keseluruhan <i>Meshing</i> Turbin Angin Savonius Variasi Konfigurasi Kedua.....	42
<b>Gambar 3. 7</b> Perbesaran Gambar <i>Meshing</i> Turbin Angin Savonius Menggunakan Software ICEM CFD 2021 R2 (a) sekitar rotor, (b) sekitar silinder.....	43
<b>Gambar 3. 8</b> <i>Boundary Condition</i> Penelitian.....	43
<b>Gambar 3. 9</b> Grafik <i>Grid Independency Test</i> Jenis <i>meshing</i> terhadap Nilai <i>Coefficient of Moment Minimum</i> .....	46
<b>Gambar 3. 10</b> Flowchart Simulasi .....	47
<b>Gambar 3. 11</b> Flowchart Penelitian untuk Konfigurasi A .....	48
<b>Gambar 3. 12</b> Flowchart Penelitian untuk Konfigurasi B.....	49
<b>Gambar 4. 1</b> Grafik Perbandingan Nilai <i>Coefficient of Power</i> (CoP) antara penelitian Sakti et al. 2019 dan Penelitian Saat Ini .....	50
<b>Gambar 4. 2</b> Grafik Perbandingan Nilai <i>Coefficient of Power</i> (CoP) Berdasarkan Fungsi <i>Tip Speed Ratio</i> untuk Turbin dengan Penambahan Silinder di Samping Sudu <i>Advancing</i> (Y/D) .....	51
<b>Gambar 4. 3</b> Grafik Perbandingan Nilai <i>Coefficient of Power</i> (CoP) Berdasarkan Fungsi <i>Tip Speed Ratio</i> untuk Turbin dengan Penambahan Silinder di Samping Sudu <i>Advancing</i> (Y/D) dan di Depan Sudu <i>Returning</i> (S/D).....	52
<b>Gambar 4. 4</b> Grafik Perbandingan Nilai <i>Coefficient of Power</i> (CoP) Berdasarkan Fungsi <i>Tip Speed Ratio</i> untuk Semua Variasi Penelitian .....	53
<b>Gambar 4. 5</b> Grafik Perbandingan Nilai <i>Coefficient of Moment</i> (Cm) Berdasarkan Fungsi <i>Tip Speed Ratio</i> untuk Turbin dengan Penambahan Silinder di Samping Sudu <i>Advancing</i> (Y/D) .....	54
<b>Gambar 4. 6</b> Grafik Perbandingan Nilai <i>Coefficient of Moment</i> (Cm) Berdasarkan Fungsi <i>Tip Speed Ratio</i> untuk Turbin dengan Penambahan Silinder di Samping Sudu <i>Advancing</i> (Y/D) dan di Depan Sudu <i>Returning</i> (S/D).....	55
<b>Gambar 4. 7</b> Grafik Perbandingan Nilai <i>Coefficient of Moment</i> (Cm) Berdasarkan Fungsi <i>Tip Speed Ratio</i> untuk Semua Variasi Penelitian .....	56
<b>Gambar 4. 8</b> Grafik Perbandingan Nilai <i>Coefficient of Moment</i> (Cm) Berdasarkan Fungsi <i>Blade Angle</i> (°) untuk Turbin Angin Savonius dengan Penambahan Silinder di Samping Sudu <i>Advancing</i> (Y/D) pada TSR 0,8.....	57
<b>Gambar 4. 9</b> Grafik Perbandingan Nilai <i>Coefficient of Moment</i> (Cm) Berdasarkan Fungsi <i>Blade Angle</i> (°) untuk untuk Turbin Angin Savonius dengan Penambahan Silinder di Samping Sudu <i>Advancing</i> (Y/D) dan di Depan Sudu <i>Returning</i> (S/D) pada TSR 0,8.....	58

<b>Gambar 4. 10</b> Grafik Perbandingan Nilai <i>Coefficient of Pressure</i> ( $C_p$ ) Berdasarkan Fungsi $x/s$ untuk untuk Turbin Angin Savonius dengan Penambahan Silinder di Samping Sudu <i>Advancing</i> (Y/D) pada TSR 0,8 sudut $15^\circ$ .....	60
<b>Gambar 4. 11</b> Grafik Perbandingan Nilai <i>Coefficient of Pressure</i> ( $C_p$ ) Berdasarkan Fungsi $x/s$ untuk untuk Turbin Angin Savonius dengan Penambahan Silinder di Samping Sudu <i>Advancing</i> (Y/D) dan di Depan Sudu <i>Returning</i> (S/D) pada TSR 0,8 sudut $30^\circ$ .....	61
<b>Gambar 4. 12</b> Kontur Kecepatan Absolut Turbin Angin Savonius Konfigurasi Pertama Sudut pada Sudut Sudut $0^\circ$ , $15^\circ$ , $30^\circ$ , $60^\circ$ , dan $90^\circ$ (berlanjut) .....	63
<b>Gambar 4. 13</b> Kontur Kecepatan Absolut Turbin Angin Savonius Konfigurasi Pertama pada sudut $120^\circ$ dan $150^\circ$ (lanjutan).....	64
<b>Gambar 4. 14</b> Kontur Kecepatan Absolut Turbin Angin Savonius Konfigurasi Kedua pada Sudut $0^\circ$ , $15^\circ$ , $30^\circ$ , $60^\circ$ , dan $90^\circ$ (berlanjut) .....	65
<b>Gambar 4. 15</b> Kontur Kecepatan Absolut Turbin Angin Savonius Konfigurasi Kedua pada sudut $120^\circ$ dan $150^\circ$ (lanjutan).....	66
<b>Gambar 4. 16</b> Kontur Koefisien Tekanan Turbin Angin Savonius Konfigurasi Pertama pada Sudut sudut $0^\circ$ , $15^\circ$ , dan $30^\circ$ (berlanjut).....	67
<b>Gambar 4. 17</b> Kontur Koefisien Tekanan Turbin Angin Savonius Konfigurasi Kedua pada Sudut $60^\circ$ , $90^\circ$ , $120^\circ$ , dan $150^\circ$ (lanjutan) .....	68
<b>Gambar 4. 18</b> Kontur Koefisien Tekanan Turbin Angin Savonius Konfigurasi Kedua pada sudut $0^\circ$ , $15^\circ$ , $30^\circ$ , $60^\circ$ , dan $90^\circ$ (berlanjut).....	710
<b>Gambar 4. 19</b> Kontur Koefisien Tekanan Turbin Angin Savonius Konfigurasi Kedua pada sudut $120^\circ$ dan $150^\circ$ (lanjutan).....	71
<b>Gambar 4. 20</b> Grafik Perbandingan Nilai <i>Coefficient of Moment</i> ( $C_m$ ) Berdasarkan Fungsi <i>Blade Angle</i> ( $^\circ$ ) untuk untuk Turbin Angin Savonius dengan Penambahan Silinder di Samping Sudu <i>Advancing</i> (Y/D) dan di Depan Dudu <i>Returning</i> (S/D) pada TSR 1,0 .....	72
<b>Gambar 4. 21</b> Kontur Kecepatan Absolut Turbin Angin Savonius pada Konfigurasi Pertama Y/D = 1,51 dan Konfigurasi Kedua Y/D = 1,51 , S/D = 1,51 pada TSR 1,0 .....	73
<b>Gambar 4. 22</b> Kontur Koefisien Tekanan pada Konfigurasi Pertama Y/D = 1,51 dan Konfigurasi Kedua Y/D = 1,51 , S/D = 1,51 pada TSR 1,0 .....	74
<b>Gambar 4. 23</b> Kontur Kecepatan Relatif Turbin Angin Savonius pada Konfigurasi Pertama Y/D = 1,51 dan Konfigurasi Kedua Y/D = 1,51 , S/D = 1,51 pada TSR 1,0 .....	75



## DAFTAR TABEL

<b>Tabel 2.1</b> Koefisien <i>Drag</i> Berdasarkan Tipe Benda ( <b>Aziz et al., 2008</b> ) .....	10
<b>Tabel 2.2</b> Variasi Dimensi dari Plat Pengganggu ( <b>Altan et al., 2008</b> ).....	16
<b>Tabel 2.3</b> Nilai <i>Power Coefficient</i> ( $C_p$ ) dari Turbin Dua Sudu dan Tiga Sudu ( <b>Mohamed et al., 2010</b> ).....	20
<b>Tabel 3. 1</b> Variasi Penelitian.....	38
<b>Tabel 3. 2</b> Ukuran Geometri Turbin .....	39
<b>Tabel 3. 3</b> Parameter <i>Time Step Size</i> .....	45
<b>Tabel 3. 4</b> <i>Grid Independency Test</i> pada Turbin Angin Savonius Tanpa Penambahan Silinder .....	46

# BAB I PENDAHULUAN

## 1.1 Latar Belakang

Indonesia merupakan negara dengan jumlah penduduk terbanyak ke empat di dunia yakni sebesar 272,2 juta jiwa (menurut data Administrasi Kependudukan per Juni 2021) dengan luas daratan sebesar 1,9 juta km<sup>2</sup>. Sehingga kepadatan penduduk Indonesia saat ini adalah sebanyak 143 jiwa per km<sup>2</sup>. Karena dengan jumlah penduduk yang banyak tentu aktivitas ekonomi juga pesat dan kebutuhan yang harus dipenuhi juga meningkat. Kebutuhan yang harus dipenuhi ini seiring dan berkaitan dengan kebutuhan energi. Kebutuhan energi baik meliputi yang digunakan untuk kehidupan rumah tangga, transportasi, perdagangan dan juga industri. Salah satu energi yang paling banyak digunakan oleh masyarakat saat ini adalah energi listrik. Di Indonesia, energi listrik diproduksi oleh pembangkit listrik tenaga uap yang berasal dari bahan bakar fosil seperti batu bara. Namun bahan bakar fosil merupakan sumber energi yang tidak terbarukan, sehingga suatu saat nanti akan habis. Oleh karena itu perlu adanya solusi untuk mengatasi permasalahan yang akan terjadi tersebut yakni dengan adanya produksi energi yang berasal dari sumber-sumber energi terbarukan.

Indonesia memiliki limbah sumber energi terbarukan yang belum dimanfaatkan secara maksimal. Menurut kementerian ESDM, Indonesia memiliki potensi energi baru terbarukan mencapai 400.000 MW pada 2021. Potensi energinya berupa energi surya, air, angin, panas bumi, dan bioenergi. Menurut data yang disampaikan dalam RUEN, Indonesia memiliki potensi energi angin sebesar 60,6 GWp dengan kecepatan angin rata-rata 3 sampai 6 m/s. Energi angin ini dapat dimanfaatkan untuk menghasilkan listrik yang kemudian dapat digunakan untuk kebutuhan masyarakat. Indonesia sebagai negara kepulauan memiliki garis pantai yang panjang dan dapat dimanfaatkan untuk pembangunan Pembangkit Listrik Tenaga Bayu (PLTB). Sedangkan menurut data Ditjen EBTKE, pembangkit listrik tenaga bayu (angin) yang terpasang di Indonesia sampai Desember 2019 baru sebesar 153,83 MW. Untuk memaksimalkan potensi energi angin yang ada, penggunaan turbin angin sangatlah dianjurkan. Turbin angin dapat merubah energi angin menjadi energi listrik. Namun, permasalahan yang ditemui di Indonesia adalah angin yang dijumpai tidak stabil dan memiliki arah yang tidak tentu dan hanya daerah-daerah tertentu saja yang memiliki kecepatan angin yang sesuai.

Turbin Savonius merupakan salah satu jenis turbin angin berporos vertikal (*Vertical Axis Wind Turbine*). Turbin jenis ini sangat sesuai dengan kondisi di Indonesia karena dapat menerima angin dari segala arah dan dapat bekerja dalam kondisi angin yang rendah. Untuk meningkatkan kemampuan dari turbin Savonius ini, dapat dilakukan modifikasi terhadap turbin tersebut. Banyak peneliti yang telah melakukan penelitian terkait dengan turbin Savonius ini.

**Tsutsui dan Igarashi (2002)** melakukan studi eksperimen terhadap sebuah silinder utama yang diberi silinder pengganggu di depannya. Studi ini menganalisa tentang aliran fluida yang mengalir melewati silinder tersebut dengan memvariasikan diameter silinder pengganggu ( $d/D$ ), jarak antara kedua pusat silinder ( $L/D$ ) dan bilangan Reynolds. Penelitian ini menggunakan *wind tunnel* yang memiliki kecepatan rendah dengan dimensi panjang 800 mm, lebar 150 mm, dan ketinggian 400 mm. Diameter silinder utama ( $D$ ) adalah sebesar 40 mm. Diameter silinder pengganggu ( $d$ ) yang digunakan memiliki variasi yakni dari 1 mm hingga 10 mm. Jarak antara kedua silinder ( $L$ ) memiliki variasi antara 50 hingga 120 mm. Selain itu juga dilakukan variasi terhadap kecepatan angin sebesar 4-24 mm atau dalam bilangan Reynolds sebesar  $1,5 \times 10^4$  hingga  $6,2 \times 10^4$ . Berdasarkan hasil eksperimen, dapat diketahui bahwa nilai *power coefficient* ( $C_p$ ) meningkat seiring dengan meningkatnya variasi diameter dari silinder pengganggu. Sedangkan nilai *drag coefficient* ( $C_d$ ) akan menurun seiring dengan peningkatan diameter silinder pengganggu ( $d/D$ ) dan penurunan besar jarak ( $L/D$ ).

**Altan et al (2008)** melakukan studi eksperimen terhadap turbin Savonius dengan menambahkan dua plat pengganggu berupa plat penghalang di depan sudu *returning* dan plat pengarah di samping turbin. Studi ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh pemberian plat pengganggu konfigurasi yang sesuai untuk meningkatkan performa dari turbin angin Savonius. Plat penghalang ini diletakkan di depan sudu *returning* agar dapat mencegah terbentuknya torsi negatif yang melawan putaran turbin. Variasi yang dilakukan adalah variasi panjang plat ( $l_1$  dan  $l_2$ ) serta variasi besar sudut plat terhadap arah angin ( $\alpha$  dan  $\beta$ ). Sudut  $\alpha$  yang digunakan adalah  $30^\circ$ ,  $35^\circ$ ,  $40^\circ$ ,  $45^\circ$ ,  $50^\circ$ ,  $55^\circ$ ,  $60^\circ$  dan sudut  $\beta$  yang digunakan adalah  $0^\circ$ ,  $5^\circ$ ,  $10^\circ$ ,  $15^\circ$ ,  $20^\circ$ ,  $25^\circ$ ,  $30^\circ$ . Berdasarkan hasil eksperimen, didapatkan bahwa dengan penambahan plat pengganggu dengan konfigurasi optimum dapat meningkatkan *power coefficient* mencapai 38.5% jika dibandingkan dengan turbin Savonius konvensional.

**Mohamed et al (2010)** melakukan studi numerik terhadap turbin Savonius dengan menambahkan penghalang pada sudu *returning*. Studi ini bertujuan untuk mendapatkan desain yang baik untuk meningkatkan performa dari turbin dan meningkatkan kemampuan *self-starting* dengan meletakkan penghalang yang berbentuk plat datar di depan sudu *returning* agar aliran yang mengarah pada sudu *advancing* dapat dioptimalkan. Variasi yang digunakan adalah variasi dengan perbedaan jumlah sudu dan perbedaan parameter  $X_1/R$ ,  $X_2/R$ , dan  $Y_1/R$ . Berdasarkan simulasi yang dilakukan, didapatkan bahwa dengan penambahan penghalang pada sudu *returning* turbin dengan geometri yang optimum dapat meningkatkan *power coefficient* mencapai 27% jika dibandingkan dengan turbin Savonius tanpa penghalang. Kemudian juga dapat disimpulkan bahwa konfigurasi turbin dengan dua sudu lebih baik dari pada turbin dengan tiga sudu.

**Maghfira (2016)** melakukan studi eksperimen terhadap turbin angin Savonius dengan menambahkan silinder pengganggu di depan sudu *returning* untuk meningkatkan performa dari turbin. Penelitian ini menggunakan turbin angin Savonius dengan diameter ( $D$ ) sebesar 60 mm dan tinggi ( $H$ ) sebesar 80 mm. Kemudian silinder sirkular pengganggu dengan diameter ( $d$ ) = 30 mm diletakkan di depan sudu *returning* turbin sehingga rasio  $D/d$  adalah 0.5. Silinder pengganggu diletakkan dengan variasi jarak ( $S/D$ ) = 1,35, 1,4, 1,5, 1,6, 1,7, 1,8, 1,9, 2,0, dan 2,1 serta variasi kecepatan angin berdasarkan bilangan Reynolds ( $Re$ ) =  $6,0 \times 10^4$ ,  $7,5 \times 10^4$ , dan  $9,0 \times 10^4$ . Berdasarkan simulasi yang dilakukan, didapatkan bahwa konfigurasi paling optimum untuk meningkatkan performa turbin adalah penambahan silinder pengganggu dengan jarak  $S/D = 1,5$  pada bilangan Reynolds sebesar  $6 \times 10^4$ . Dimana terjadi peningkatan *Coefficient of Power* sebesar 6 kali dibandingkan dengan turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu.

**Nafi'ah (2018)** melakukan studi eksperimen terhadap turbin angin Savonius dengan menambahkan silinder pengganggu di depan sudu *returning* untuk meningkatkan performa dari turbin. Penelitian ini menggunakan turbin angin Savonius dengan diameter sudu ( $D$ ) sebesar 165,2 mm, tinggi ( $H$ ) sebesar 294,4 mm, diameter turbin ( $L$ ) = 303,4 mm, dan diameter poros ( $e$ ) = 19 mm. Kemudian silinder sirkular pengganggu dengan diameter ( $d$ ) = 88,8 mm diletakkan di depan sudu *returning* turbin sehingga rasio  $D/d$  adalah 0,5. Silinder pengganggu diletakkan dengan jarak searah aliran angin ( $S/D$ ) = 1,4 dan variasi jarak tegak lurus arah angin ( $y/D$ ) = 0,0, 0,25, dan 0,5. Sedangkan variasi lain adalah variasi bilangan Reynolds ( $Re$ ) =  $9,7 \times 10^4$ ,  $14,5 \times 10^4$ , dan  $17,8 \times 10^4$ . Berdasarkan simulasi yang dilakukan, didapatkan bahwa konfigurasi paling optimum untuk meningkatkan performa turbin adalah dengan jarak  $y/D = 0,5$  pada bilangan Reynolds sebesar  $9,7 \times 10^4$ . Dimana terjadi peningkatan *Coefficient of Power* sebesar 1,09 kali dan peningkatan *Coefficient of Moment* sebesar 1,17 kali dibandingkan dengan turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu.

**Setiawan et al (2019)** membahas penelitian tentang bagaimana pengaruh pemberian silinder yang diletakkan di samping sudu *advancing* terhadap performa dari turbin hidrokinetik Savonius. Simulasi yang dilakukan ada dua jenis yakni yang pertama adalah pada turbin angin

Savonius tanpa silinder (konvensional) dan dengan pemberian silinder. Untuk variasi yang dilakukan adalah memvariasikan rasio dari diameter silinder dan turbin Savonius yakni dengan  $ds/D$  0,1, 0,2, 0,5, 0,7, dan 0,9. Berdasarkan simulasi yang dilakukan, didapatkan bahwa nilai *Coefficient of Power* tertinggi didapatkan pada turbin Savonius dengan diameter silinder pengganggu ( $ds/D$ ) 0,7 dan saat TSR 0,7. Dimana ditunjukkan dengan besar *Coefficient of Power* yang meningkat 28% dari turbin Savonius konvensional.

Penelitian **Sakti et al (2019)** membahas tentang bagaimana pengaruh pemberian silinder yang dipotong 65 derajat di kedua sisinya (Silinder jenis I-65) yang diletakkan segaris dengan sudu *returning* terhadap performa dari turbin angin Savonius. Penelitian ini dilakukan secara eksperimen dan numerik dengan dua konfigurasi, turbin angin Savonius tanpa silinder I-65 dan dengan penambahan silinder I-65. Berdasarkan hasil eksperimen dan simulasi, didapatkan bahwa penambahan silinder I-65 di depan sudu *returning* dapat meningkatkan *Coefficient of Power*. Dimana ditunjukkan dengan besar *Coefficient of Power* yang meningkat sekitar 23,6% dari turbin Savonius konvensional saat TSR 0,8.

**Triyogi et al (2020)** melakukan studi eksperimen pengaruh pemberian silinder sirkular pengganggu di depan sudu *returning* terhadap turbin angin Savonius. Penelitian ini menggunakan turbin angin Savonius dengan diameter sudu ( $D$ ) sebesar 165,2 mm dan diameter silinder sirkular pengganggu ( $d$ ) = 88,5 mm sehingga rasio  $d/D$  adalah 0,54. pengganggu diletakkan dengan variasi jarak ( $S/D$ ) = 1,4, 1,6, 1,8, 2,0, dan 2,2. Bilangan Reynolds ( $Re$ ) dalam penelitian ini adalah  $9,9 \times 10^4$ . Berdasarkan hasil eksperimen, didapatkan bahwa penambahan silinder di depan sudu *returning* dengan jarak  $S/D < 1,8$  dapat meningkatkan nilai *coefficient of power*. Nilai  $C_p$  paling tinggi didapatkan saat jarak silinder  $S/D = 1,4$  di mana ditunjukkan dengan dengan besar *Coefficient of Power* yang meningkat 12,2% dari turbin Savonius konvensional.

Dari penelitian-penelitian yang telah dilakukan sebelumnya masih perlu dilakukan penelitian lebih lanjut untuk meningkatkan performa turbin angin Savonius. Pada penelitian kali ini untuk meningkatkan performa turbin dilakukan penambahan silinder pengganggu di samping sudu *advancing* untuk konfigurasi pertama. Dan juga dilakukan penambahan silinder pengganggu di depan sudu *returning* dan di samping sudu *advancing* untuk konfigurasi kedua. Penambahan silinder pengganggu dengan diameter 82,6 mm ( $d/D = 0,5$ ) di samping sudu *advancing* dengan variasi jarak antara pusat turbin Savonius dengan pusat silinder pengganggu yang tegak lurus dengan arah angin ( $Y/D$ ) = 1,42 dan 1,51. Penambahan silinder dengan diameter 82,6 mm ( $d/D = 0,5$ ) di depan sudu *returning* dan di samping sudu *advancing* dengan variasi jarak antara pusat turbin Savonius dengan pusat silinder pengganggu yang tegak lurus dengan arah angin ( $Y/D$ ) = 1,42 dan jarak antara pusat turbin Savonius dengan pusat silinder pengganggu yang searah dengan arah angin ( $S/D$ ) = 1,42 dan  $Y/D = 1,51$ ,  $S/D = 1,51$ .

## 1.2 Rumusan Masalah

Turbin angin Savonius memiliki keunggulan yakni dapat menerima angin dari segala arah dan dapat bekerja dalam kondisi angin yang rendah. Namun, efisiensi yang dimiliki turbin angin Savonius masih tergolong rendah jika dibandingkan dengan turbin angin yang lain. Oleh karena itu dilakukan modifikasi penambahan silinder di samping sudu *advancing* dan penambahan silinder pengganggu di depan sudu *returning* dan di samping sudu *advancing* untuk membantu meningkatkan performa dari turbin angin tersebut. Hipotesa awal pada penelitian ini yaitu :

1. Penambahan silinder pengganggu di samping sudu *advancing* akan mendefleksikan aliran angin lebih banyak menuju sudu *advancing*. Selain itu juga dapat membuat efek seperti *nozzle* di mana terjadi penyempitan daerah laluan sehingga dapat meningkatkan kecepatan aliran angin pada daerah *attached flow* di sudu *advancing*. Dengan

meningkatnya kecepatan aliran angin maka tekanan di belakang sudu *advancing* akan menurun. Hal ini dapat menyebabkan gaya *drag* pada sudu *advancing* meningkat. Gaya *drag* yang meningkat dapat menyebabkan kenaikan torsi positif dari turbin. Kenaikan torsi positif dapat menghasilkan daya yang lebih besar.

2. Penambahan silinder pengganggu di depan sudu *returning* akan membentuk *wake* di belakang silinder pengganggu. *Shear layer* yang terlepas dari silinder pengganggu akan jatuh mengenai permukaan sudu *returning*. Hal ini menyebabkan adanya percepatan transisi *boundary layer* dari laminar ke turbulen pada permukaan sudu *returning* yang menyebabkan penyempitan *wake* di belakang sudu *returning*. Akibatnya, gaya *drag* dan torsi pada sudu *returning* akan menurun sehingga selisih gaya *drag* antara sudu *returning* dan sudu *advancing* meningkat. Selain itu, penambahan silinder pengganggu di depan sudu *returning* dapat menurunkan tekanan pada bagian depan sudu *returning* dan meningkatkan tekanan pada bagian belakang sudu *returning*. Hal ini menyebabkan selisih tekanan antara bagian depan dan belakang sudu *returning* mengecil, sehingga gaya *drag* pada sudu *returning* akan turun. Penurunan gaya *drag* pada sudu *returning* akan menyebabkan selisih gaya *drag* antara sudu *advancing* dan sudu *returning* meningkat. Kemudian dapat meningkatkan selisih torsi dan daya yang dihasilkan. Jika dipadukan dengan silinder di samping sudu *advancing* yang dapat meningkatkan gaya *drag*, maka selisih gaya *drag* antara sudu *returning* dan *advancing* akan lebih meningkat sehingga selisih torsi dan daya yang dihasilkan juga akan meningkat.

Untuk membuktikan hipotesa ini, maka dilakukan studi numerik turbin angin Savonius menggunakan ANSYS FLUENT 2021 R2 dengan variasi penambahan silinder pengganggu dengan diameter 82,6 mm ( $d/D = 0,5$ ) di samping sudu *advancing* dengan jarak antara pusat turbin Savonius dengan pusat silinder pengganggu yang tegak lurus dengan arah angin ( $Y/D$ ) = 1,42 dan 1,51 untuk konfigurasi pertama. Dan penambahan silinder pengganggu dengan diameter 82,6 mm ( $d/D = 0,5$ ) di depan sudu *returning* dan di samping sudu *advancing* dengan variasi jarak antara pusat turbin Savonius dengan pusat silinder pengganggu yang tegak lurus dengan arah angin ( $Y/D$ ) = 1,42 dan jarak antara pusat turbin Savonius dengan pusat silinder pengganggu yang searah dengan arah angin ( $S/D$ ) = 1,42 dan  $Y/D = 1,51$ ,  $S/D = 1,51$  untuk konfigurasi kedua.

### 1.3 Batasan Masalah

Pada penelitian ini menggunakan beberapa batasan masalah seperti yang tertera di bawah ini :

1. Simulasi 2D, *unsteady*, *moving mesh*, dan *incompressible flow*.
2. Udara satu arah mengalir melewati *inlet* dengan kecepatan konstan yaitu sebesar 4 m/s.
3. Aliran udara yang berinteraksi dengan turbin dalam kondisi bersih sehingga *fouling factor* dapat diabaikan.
4. Rasio antara diameter silinder pengganggu dengan diameter sudu turbin Savonius ( $d/D$ ) sebesar 0,5
5. Turbin tidak memiliki *overlap*.
6. Rotor dianalisa dalam keadaan dinamis atau berputar.

### 1.4 Tujuan Penelitian

Penelitian ini memiliki tujuan sebagai berikut

1. Mengetahui pengaruh pemberian silinder pengganggu di samping sudu *advancing* dengan variasi jarak  $Y/D = 1,42$  dan 1,51 untuk konfigurasi pertama dan silinder pengganggu di depan sudu *returning* dan di samping sudu *advancing* dengan variasi

jarak  $Y/D = 1,42$ ,  $S/D = 1,42$  dan  $Y/D = 1,51$ ,  $S/D = 1,51$  untuk konfigurasi kedua terhadap performa turbin angin Savonius.

2. Membandingkan *coefficient of power*, *coefficient of moment*, dan distribusi tekanan dari turbin angin Savonius dengan penambahan silinder pengganggu di samping sudu *advancing* dengan variasi jarak  $Y/D = 1,42$  dan  $Y/D = 1,51$  untuk konfigurasi pertama dan silinder pengganggu di depan sudu *returning* dan di samping sudu *advancing* dengan variasi jarak  $Y/D = 1,42$ ,  $S/D = 1,42$  dan  $Y/D = 1,51$ ,  $S/D = 1,51$  untuk konfigurasi kedua.
3. Mengetahui kontur aliran dari turbin angin Savonius dengan penambahan silinder pengganggu  $Y/D = 1,42$  dan  $1,51$  dan turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu  $Y/D = 1,42$ ,  $S/D = 1,42$  dan  $Y/D = 1,51$ ,  $S/D = 1,51$ .

### **1.5 Manfaat Penelitian**

Manfaat dari penelitian adalah diharapkan dapat memberikan kontribusi bagi pengembangan modifikasi turbin angin Savonius dalam meningkatkan performa turbin tersebut.

## BAB II TINJAUAN PUSTAKA

### 2.1 Energi Angin

Energi angin merupakan salah satu dari sumber energi terbarukan yang bersih dan ramah lingkungan. Energi angin disebut bersih karena dalam pemanfaatannya tidak menghasilkan karbondioksida (CO<sub>2</sub>) atau gas-gas lain yang menyebabkan pemanasan global. Selain itu, energi angin juga tidak menghasilkan limbah yang berbahaya bagi kehidupan manusia maupun lingkungan. Energi ini juga merupakan salah satu sumber energi yang termurah dan hemat biaya. Energi Angin pada dasarnya berasal dari pergerakan udara daerah tekanan tinggi ke tekanan rendah dan daerah dengan bersuhu panas ke daerah bersuhu dingin. Keduanya sangat berkaitan. Apabila suhu daerah panas, maka udara akan memuai. Udara ini menjadi lebih ringan dan tekanan udara turun sehingga udara dingin akan mengalir ke daerah bertekanan rendah. Udara panas yang ringan tadi akan bergerak kearah sebaliknya yakni ke daerah dingin. Kondisi ini akan menyebabkan terjadinya perputaran udara yang kemudian dimanfaatkan sebagai sumber energi.

### 2.2 Potensi Energi Angin

Secara keseluruhan, potensi energi angin di Indonesia tidak terlalu besar. Karena memiliki kecepatan angin yang relatif rendah. Namun menurut data RUEN, Indonesia memiliki banyak daerah yang prospektif karena memiliki kecepatan angin rata-rata sebesar 3-6 m/s dengan potensi sebesar 60,6 GW. Indonesia sebagai negara kepulauan memiliki garis pantai yang panjang dan dapat dimanfaatkan untuk pembangunan Pembangkit Listrik Tenaga Bayu (PLTB). Sedangkan menurut data Ditjen EBTKE, pembangkit listrik tenaga bayu (angin) yang terpasang di Indonesia sampai Desember 2019 baru sebesar 153,83 MW.

Lokasi ideal yang diinginkan untuk pemanfaatan energi angin adalah pada daerah yang memiliki kecepatan angin cenderung konstan dan arahnya tidak berubah-ubah. Kemudian untuk peletakannya dapat dibedakan menjadi tiga yakni *onshore*, *nearshore*, dan *offshore*. *Onshore* merupakan pemanfaatan energi angin yang berfokus pada daerah dengan jarak 3 km atau lebih dari garis pantai dan umumnya diletakkan pada bukit. *Nearshore* merupakan pemanfaatan energi angin yang berfokus pada wilayah pantai dari 3 km daratan ke 10 km pada laut dari garis pantai. Pemanfaatan ini mengutamakan keuntungan dari adanya angin darat dan angin laut. Sedangkan untuk *offshore*, pemanfaatan energi angin dilakukan di laut dengan jarak lebih dari 10 km. Keunggulan peletakan jenis ini adalah kecepatan angin yang akan dimanfaatkan cenderung lebih besar akibat dari rendahnya tahanan gesek jika dibandingkan dengan daratan. Menurut data distribusi kecepatan angin, kecepatan angin tinggi sekitar 6-8 m/s bisa didapatkan di *onshore* pesisir selatan pulau Jawa, Sulawesi Selatan, Maluku dan NTT. Sedangkan untuk daerah *offshore* dengan kecepatan mendekati 8 m/s bisa terjadi di *offshore* Banten, Sukabumi, Kupang, Pulau Wtar, Kabupaten Jeneponto dan Kepulauan Tanimbar. Kecepatan angin maksimum dapat terjadi pada periode bulan Juni, Juli, Agustus saat terjadi monsun Australia. Sedangkan kecepatan angin minimum dapat terjadi pada bulan Maret, April, Mei saat terjadinya peralihan monsun Asia ke monsun Australia. Gambar 2.1 di bawah ini menunjukkan peta distribusi kecepatan angin Indonesia di ketinggian 50 m.



**Gambar 2.1** Peta Distribusi Kecepatan Angin *Onshore* dan *Offshore* di Indonesia  
(Badan Layanan Umum p3kebt, 2021)

### 2.3 Turbin Angin

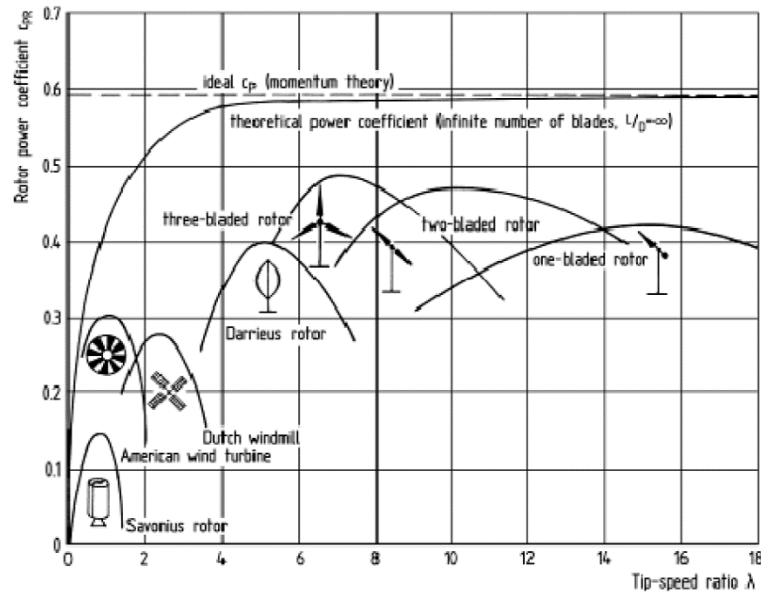
Turbin angin merupakan suatu alat yang berfungsi untuk mengubah energi angin menjadi energi mekanik yang kemudian digunakan untuk memutar generator dan menghasilkan listrik. Dahulu turbin angin dimanfaatkan hanya untuk keperluan pertanian yakni seperti penggilingan padi dan untuk irigasi. Namun sekarang turbin angin lebih banyak dimanfaatkan untuk menghasilkan listrik. Prinsip kerja dari turbin angin adalah dengan memanfaatkan angin yang melalui sudu-sudu kemudian menyebabkan turbin berputar. Putaran ini disebut energi mekanik. Kemudian energi mekanik ini akan menyebabkan rotor pada generator juga ikut berputar. Generator ini dapat menghasilkan listrik.

Terdapat dua jenis turbin angin yaitu turbin angin sumbu horizontal (*horizontal axis wind turbine* / HAWT) dan turbin angin sumbu vertikal (*vertical axis wind turbine* / VAWT). Turbin angin sumbu horizontal adalah jenis turbin angin yang memiliki sumbu putar horizontal. Dimana poros rotor utamanya langsung terhubung dengan generator pada bagian atas menara. Pada umumnya, sudu dari turbin ini menghadap ke arah angin yang datang. Tipe dari turbin angin sumbu horizontal ini dapat dikelompokkan berdasarkan jumlah sudunya. Ada yang memiliki empat sudu untuk memompa air. Kemudian ada yang memiliki tiga sudu yang memiliki kecepatan dan efisiensi yang baik. Kelemahan dari turbin jenis ini adalah karena memiliki konstruksi menara yang tinggi sehingga banyak masyarakat yang tidak setuju dengan pembangunannya karena akan merusak pemandangan.

Untuk jenis selanjutnya adalah turbin angin sumbu vertikal. Turbin angin ini memiliki sumbu putar vertikal atau tegak lurus dengan permukaan tanah. Keunggulan dari jenis turbin ini adalah dapat menerima angin dari segala arah. Sehingga saat arah angin berubah, maka tidak perlu untuk mengubah turbin untuk mengikuti arah angin. Keadaan ini sangat berguna untuk daerah yang memiliki arah angin tidak beraturan. Selain itu, untuk peletakan generator dan komponen lainnya dapat diletakkan di atas permukaan tanah sehingga tidak perlu konstruksi yang besar dan memiliki bentuk turbin yang lebih sederhana. Namun dalam penggunaannya, turbin jenis ini juga memiliki keterbatasan. Salah satunya adalah karena pemasangan di atas menara terlalu susah dan cenderung untuk dipasang dekat dengan permukaan tanah, maka kecepatan angin pada kondisi tersebut lebih rendah sehingga energi angin yang tersedia menjadi rendah juga. Hal ini kemudian menyebabkan turbin jenis ini memiliki efisiensi yang lebih



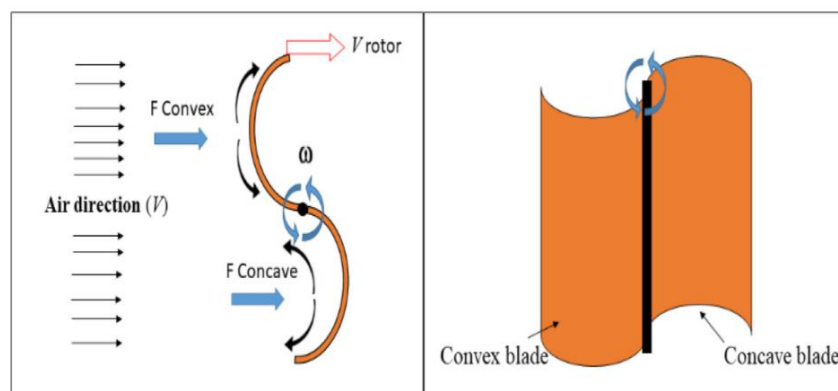
rendah jika dibandingkan dengan jenis turbin lainnya seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.2.



**Gambar 2.2** Performa Berbagai Jenis Turbin Angin (Hau, 2013)

## 2.4 Turbin Angin Savonius

Turbin angin Savonius merupakan salah satu jenis turbin angin sumbu vertikal (*vertical axis wind turbine / VAWT*) yang dikembangkan oleh salah satu insinyur asal Finlandia bernama Sigurd Johannes Savonius pada tahun 1922. Turbin Savonius memiliki desain yang sederhana. Jika dilihat dari sisi atas turbin, tampak bentuk sudu dari turbin jenis ini hampir menyerupai huruf S. Pada umumnya, turbin Savonius memiliki dua sudu yakni sudu *advancing* dan sudu *returning*. Sudu *advancing* adalah sudu yang memiliki permukaan cekung menghadap ke arah angin sehingga angin akan langsung diterima ke bagian sisi cekung. Sedangkan sudu *returning* memiliki sisi cembung yang menghadap ke arah angin.



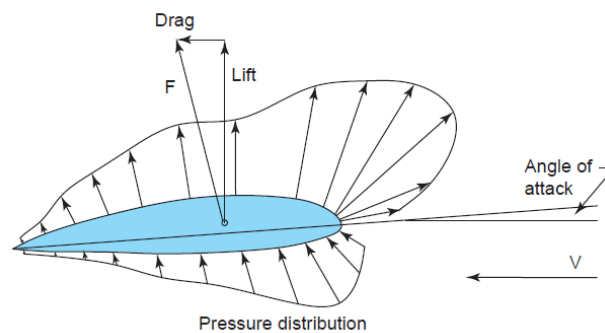
**Gambar 2.3** Pola Aliran Gaya yang Terjadi pada Turbin Savonius (Yahya, 2021)

Turbin Savonius merupakan turbin yang bekerja dengan memanfaatkan perbedaan gaya *drag* pada setiap sudunya. Gaya *drag* yang diterima sudu *advancing* lebih besar daripada gaya *drag* yang diterima oleh sudu *returning*. Perbedaan gaya ini menyebabkan turbin Savonius memiliki torsi dan berputar. Putaran tersebut kemudian akan dikonversi menjadi daya dari turbin yang dapat digunakan untuk menghasilkan listrik.

Turbin Savonius memiliki keunggulan yakni dapat menghasilkan torsi awal yang besar serta memiliki kemampuan *self-starting* yang lebih baik jika dibandingkan turbin VAWT lainnya. Selain itu turbin ini dapat menerima angin dari segala arah sesuai dengan prinsip turbin VAWT lainnya. Namun turbin Savonius juga memiliki keterbatasan yakni memiliki efisiensi yang lebih rendah jika dibandingkan turbin lainnya, selain itu juga memiliki *tip speed ratio* yang tergolong rendah sehingga turbin berputar pelan.

## 2.5 Gaya Drag

Semua benda yang ditempatkan dalam aliran fluida seragam (*uniform*) pasti akan dikenai suatu gaya. Namun, arah gaya tersebut tidak selalu sejajar dengan arah aliran fluida. Sebagian gaya bekerja tegak lurus dengan arah aliran yang disebut dengan gaya *lift*, dan Sebagian gaya bekerja searah dengan arah aliran yang disebut dengan gaya *drag*.



**Gambar 2.4** Ilustrasi Gaya Drag dan Lift yang terjadi pada Airfoil (Hemami, 2012)

Besarnya gaya *drag* ( $F_D$ ) bergantung pada kecepatan udara, bentuk benda, luas permukaan benda ( $A$ ), massa jenis udara ( $\rho$ ), bilangan Reynolds ( $Re$ ) dan koefisien tanpa dimensi, koefisien *drag* ( $C_D$ ). Secara umum persamaan gaya *drag* ( $F_D$ ) dirumuskan sebagai berikut :












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

Di mana :

- $F_D$  : gaya *drag* (N)
- $C_D$  : koefisien *drag*
- $\rho$  : massa jenis udara ( $\text{kg/m}^3$ )
- $A$  : luas *frontal area* ( $\text{m}^2$ )
- $V$  : kecepatan aliran udara (m/s)

Koefisien *drag* ( $C_D$ ) merupakan bilangan tak berdimensi yang menunjukkan hambatan dari benda yang terkena fluida dan ditentukan berdasarkan hasil eksperimen. Koefisien *drag* untuk tiap-tiap benda memiliki nilai yang berbeda bergantung dengan bentuk dari benda, bilangan reynold, dan kekasaran permukaan dari benda. Koefisien *drag* dari beberapa tipe benda dapat dilihat pada tabel 2.1.

**Tabel 2.1** Koefisien *Drag* Berdasarkan Tipe Benda (Aziz et al., 2008)

Type of body		Reference area $S$ ( $b = \text{length}$ )	Reynolds number $Re$	Drag coefficient $C_D$
Square rod		$S = b D$	$Re > 10^4$	$\rightarrow 2.00$
		$S = b D$	$Re > 10^4$	$\rightarrow 1.50$
Semicircular shell		$S = b D$	$Re > 10^4$	$\rightarrow 1.20$ $\leftarrow 2.30$
Semicircular cylinder		$S = b D$	$Re > 10^4$	$\rightarrow 1.15$ $\leftarrow 2.15$
Equilateral triangle cylinder		$S = b D$	$Re > 10^4$	$\rightarrow 1.40$ $\leftarrow 2.10$
Flat plate		$S = b D$	$Re > 10^4$	$\rightarrow 1.90$
T-beam		$S = b D$	$Re > 10^4$	$\rightarrow 1.80$ $\leftarrow 1.65$
I-beam		$S = b D$	$Re > 10^4$	$\rightarrow 2.05$
Hexagon		$S = b D$	$Re > 10^4$	$\rightarrow 1.00$
		$S = b D$	$Re > 10^4$	$\rightarrow 0.70$
Circular cylinder		$S = b D$	$Re > 10^4$	$\rightarrow 0.51$

## 2.6 Coefficient of Power

*Coefficient of Power* (CoP) merupakan suatu nilai yang digunakan untuk mengetahui seberapa besar kinerja turbin untuk mengonversi energi angin menjadi energi mekanik. *Coefficient of Power* didapatkan dengan perbandingan antara energi mekanik yang dihasilkan dari perputaran rotor dengan energi kinetik angin yang melewati rotor. *Coefficient of power* (CoP) bergantung pada geometri rotor dan bilangan Reynolds. Untuk mendapatkan nilai *coefficient of power* dapat menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$CoP = \frac{\text{extracted energy}}{\text{wind energy available}} = \frac{P}{\frac{1}{2}\rho AV^3} = \frac{T\omega}{\frac{1}{2}\rho AV^3} = C_T \lambda \quad (2.2)$$

Di mana :

- P : Daya yang diproduksi turbin angin (Watt)
- T : Torsi turbin angin (Nm)
- $\omega$  : putaran turbin angin (rad/s)
- $\rho$  : massa jenis udara ( $\text{kg/m}^3$ )
- A : luas *frontal area* benda ( $\text{m}^2$ )
- V : kecepatan aliran udara (m/s)

$C_T$  : koefisien torsi  
 $\lambda$  : *tip speed ratio*

## 2.7 Coefficient of Moment

*Coefficient of moment* ( $C_m$ ) merupakan perbandingan atau rasio antara torsi dinamis turbin dengan torsi teoritis yang dihasilkan oleh angin yang berdasarkan dengan geometri dari turbin tersebut. Persamaan untuk mencari *coefficient of moment* adalah sebagai berikut :

$$C_m = \frac{T}{\frac{1}{2}\rho ARV^2} \quad (2.3)$$

Di mana :

T : torsi turbin angin (N.m)  
 $\rho$  : massa jenis udara ( $\text{kg/m}^3$ )  
A : luas *frontal area* benda ( $\text{m}^2$ )  
R : radius rotor (m)  
V : kecepatan aliran udara (m/s)

## 2.8 Coefficient of Pressure

*Coefficient of pressure* ( $C_p$ ) merupakan bilangan tak berdimensi yang menunjukkan tekanan relatif pada sepanjang aliran fluida. Persamaan untuk mencari *coefficient of pressure* adalah sebagai berikut :

$$C_p = \frac{P - P_\infty}{\frac{1}{2}\rho_\infty V_\infty^2} \quad (2.4)$$

Di mana :

P : Tekanan statis pada titik dimana akan dicari nilai *pressure coefficient* (Pa)  
 $P_\infty$  : Tekanan statis pada *free stream* (Pa)  
 $\rho_\infty$  : Masa jenis fluida pada *freestream* ( $\text{kg/m}^3$ )  
 $v_\infty$  : Kecepatan aliran *freestream* (m/s)

## 2.9 Hukum Betz

Energi angin yang melalui rotor tidak semuanya dapat ditransformasi menjadi energi mekanik. Ketika seluruh energi angin dapat diekstraksi menjadi energi mekanik maka kecepatan angin di belakang rotor menjadi nol. Jika hal ini terjadi, rotor berbentuk piringan pejal sehingga tidak ada aliran angin yang melalui rotor dan tidak ada daya yang ditransformasi. Selain itu akan menyebabkan kecepatan anagin di belakang rotor sama dengan kecepatan angin di hulu (*upstream*). Oleh karena itu, kecepatan angin di belakang rotor tidak boleh sama dengan nol agar dapat menghasilkan daya maksimum. Albert Betz, seorang fisikawan Jerman pada tahun 1919 menemukan teori ini yang kemudian disebut dengan Hukum Betz. Hukum Betz menunjukkan koefisien daya maksimum yang dapat diekstraksi dari angin.

Menurut Hukum Betz, koefisien daya maksimum yang dapat dicapai oleh suatu turbin angin adalah sebesar 0.5926 yang kemudian dapat disebut sebagai Betz *limit*. Kemudian dapat diartikan bahwa energi kinetik dari angin yang dapat diekstarki menjadi energi mekanik tidak lebih dari 59.29 %. Namun dalam kondisi nyata, efisiensi dari turbin tidak bisa mencapai Betz limit, yakni hanya sekitar 35-45 %. Hal ini karena pengaruh dari kecepatan angin yang tidak bisa maksimal juga.

## 2.10 Momentum Angular

Prinsip dari momentum angular adalah untuk menyatakan bahwa laju perpindahan momentum angular sama dengan jumlah total torsi yang bekerja pada sistem.

$$\vec{T} = \frac{d\vec{H}}{dt} \text{system}$$

Di mana momentum angular dari sebuah sistem dapat dicari dengan persamaan sebagai berikut:

$$\vec{H}_{system} = \int_{M(system)} \vec{r} \times \vec{V} dm = \int_{V(system)} \vec{r} \times \vec{V} \rho dV$$

Sedangkan untuk mencari torsi dapat menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$\begin{aligned} \vec{T} &= \vec{r} \times \vec{F}_s + \int_{M(system)} \vec{r} \times \vec{g} dm + \vec{T}_{shaft} \\ &= \frac{\partial}{\partial x} \int_{CS} \vec{r} \times \vec{V} \rho dV + \int_{CS} \vec{r} \times \vec{V} \rho \vec{V} d\vec{A} \end{aligned}$$

Persamaan tersebut di atas menunjukkan perubahan momentum angular dapat berasal dari momen gaya di permukaan dan di *body* ditambah dengan torsi yang diberikan. Kemudian untuk mengevaluasi torsi poros persamaan tersebut dapat disederhanakan dengan menentukan *fixed control volume* yang mengelilingi rotor. Dalam kasus ini, gaya pada permukaan seperti gesekan dapat diabaikan karena nilainya sangat rendah jika dibandingkan dengan torsi. Persamaan untuk mengetahui besar torsi pada keadaan *steady flow* adalah sebagai berikut :

$$\vec{T}_{shaft} = \int_{CS} \vec{r} \times \vec{V} \rho \vec{V} d\vec{A} \quad (2.5)$$

Di mana :

$\vec{T}_{shaft}$  : Torsi (N.m)

r : panjang lengan dari pusat gaya menuju shaft (m)

V : kecepatan (m/s)

A : luas *frontal area* benda (m<sup>2</sup>)

## 2.11 Tip Speed Ratio

*Tip Speed Ratio* ( $\lambda$ ) merupakan perbandingan antara kecepatan tangensial dari turbin dibandingkan dengan kecepatan angin. *Tip speed ratio* dapat dijadikan sebagai acuan untuk mengetahui performa optimum dari turbin angin dengan melihat seberapa besar torsi yang dihasilkan dari turbin untuk kecepatan angin tertentu. Masing-masing turbin memiliki karakteristik yang berbeda. Beberapa turbin mampu bekerja optimum pada *tip speed ratio* yang rendah dan beberapa turbin lainnya mampu bekerja optimum pada *tip speed ratio* yang lebih tinggi. Sehingga turbin tidak selalu bekerja secara optimum pada setiap *tip speed ratio*. Persamaan *tip speed ratio* dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$\lambda = TSR = \frac{U_{tmax}}{V} = \frac{\omega R}{V} \quad (2.6)$$

Di mana :

- $\lambda$  : tip speed ratio
- $U_{\text{max}}$  : kecepatan tangensial maksimum turbin (m/s)
- $\omega$  : kecepatan putar turbin (rad/s)
- $R$  : Radius rotor (m)
- $v$  : kecepatan angin (m/s)

## 2.12 Torsi

Torsi rotor dapat dihitung dengan menggunakan persamaan konservasi untuk model turbulensi di bawah ini.

$$T = \sum_f [k_f \times (F_f^{\text{pressure}} + F_f^{\text{shear}}) \cdot d]$$

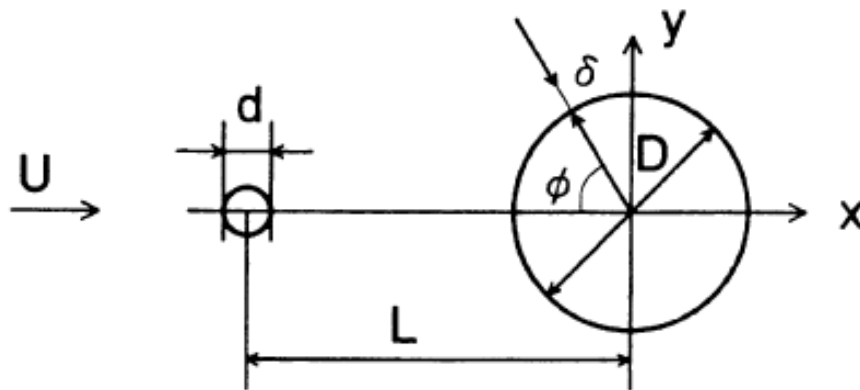
$$T = \sum_f \{k_f \times [(p_f - p_{\text{ref}})d_f + (-\tau_f \cdot d_f) \cdot d]\} \quad (2.7)$$

Di mana  $F_f^{\text{pressure}}$  merupakan vektor gaya tekanan ( $p$ ),  $F_f^{\text{shear}}$  merupakan vektor gaya geser ( $\tau$ ) dan  $d$  merupakan vektor yang menunjukkan sumbu di mana momen diambil.  $k_f$  merupakan posisi permukaan  $f$ ,  $p_f$  merupakan tekanan di permukaan,  $p_{\text{ref}}$  merupakan tekanan referensi,  $\tau_f$  merupakan tegangan di permukaan, dan  $d_f$  merupakan vektor area permukaan.

## 2.13 Penelitian Terdahulu

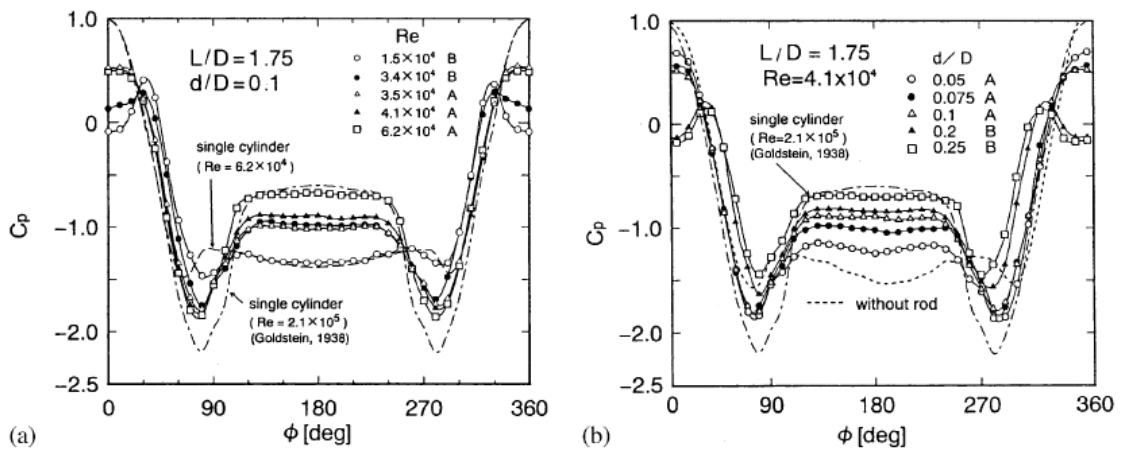
### 2.13.1 Tsutsui dan Igarashi (2002)

Tsutsui dan Igarashi (2002) melakukan studi eksperimen terhadap sebuah silinder utama yang diberi silinder pengganggu di depannya. Studi ini menganalisa tentang aliran fluida yang mengalir melewati silinder tersebut dengan memvariasikan diameter silinder pengganggu ( $d/D$ ), jarak antara kedua pusat silinder ( $L/D$ ) dan bilangan Reynolds seperti pada gambar 2.5. Penelitian ini menggunakan *wind tunnel* yang memiliki kecepatan rendah dengan dimensi panjang 800 mm, lebar 150 mm, dan ketinggian 400 mm. Diameter silinder utama ( $D$ ) adalah sebesar 40 mm. Diameter silinder pengganggu ( $d$ ) yang digunakan memiliki variasi yakni dari 1 mm hingga 10 mm. Jarak antara kedua silinder ( $L$ ) memiliki variasi antara 50 hingga 120 mm. Selain itu juga dilakukan variasi terhadap kecepatan angin sebesar 4-24 m/s atau dalam bilangan Reynolds sebesar  $1,5 \times 10^4$  hingga  $6,2 \times 10^4$ .



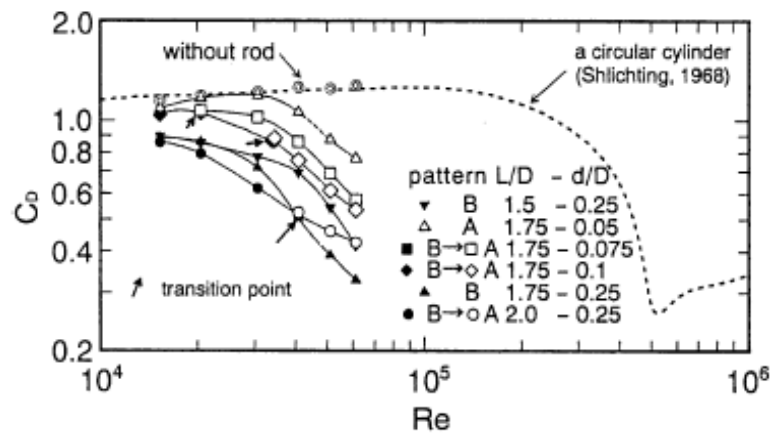
Gambar 2.5 Skema Penelitian (Tsutsui & Igarashi, 2002)

Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan didapatkan bahwa terdapat dua pola aliran yang terbentuk. Yang pertama adalah pola aliran *vortex shading* (A) dan pola aliran *quasi-static vortex* (B). Kedua pola aliran tersebut terbentuk di antara silinder utama dan silinder pengganggu sebagai akibat dari lepasnya *shear layer* dari silinder pengganggu yang mengenai bagian depan silinder utama. Hasil penelitian terkait dengan distribusi tekanan yang terjadi dapat dilihat pada gambar 2.6. Gambar 2.6 (a) menunjukkan distribusi tekanan akibat adanya silinder pengganggu berdasarkan fungsi sudut putar dengan variasi bilangan Reynolds pada  $L/D = 1,75$  dan  $d/D = 0,1$ . Berdasarkan hasil tersebut dapat dilihat bahwa pola aliran berubah dari B ke A pada nilai bilangan Reynolds sebesar  $3,4 \times 10^4$  hingga  $3,5 \times 10^4$ . Pada pola A, nilai *pressure coefficient* ( $C_p$ ) pada bagian depan silinder sirkular mengalami penurunan hingga sebesar 0,5 akibat dari adanya penurunan kecepatan pada silinder utama. Sedangkan untuk pola B, bagian depan silinder utama memiliki nilai  $C_p$  yang negatif akibat terbentuknya *quasi-static vortex* antara silinder pengganggu dan silinder utama. Hasil penelitian terkait dengan distribusi tekanan akibat dari variasi diameter silinder pengganggu pada  $L/D = 1,75$  dan  $Re = 4,1 \times 10^4$  dapat dilihat pada gambar 2.6 (b). Berdasarkan gambar tersebut dapat dilihat bahwa nilai  $C_p$  meningkat seiring dengan meningkatnya variasi diameter dari silinder pengganggu. Sehingga dapat disimpulkan bahwa dengan penambahan silinder pengganggu dengan variasi diameter yang meningkat maka akan menyebabkan lebar *wake* di belakang silinder utama semakin menyempit.



**Gambar 2.6** Grafik Distribusi Tekanan pada Silinder Utama (a) dengan Variasi Re (b) dengan Variasi  $d/D$  (Tsutsui & Igarashi, 2002)

Kemudian hasil eksperimen terkait dengan besar nilai *pressure drag coefficient* ( $C_D$ ) dapat dilihat pada gambar 2.7. Gambar tersebut menunjukkan besar nilai *pressure drag coefficient* ( $C_D$ ) pada silinder sirkular akibat pemberian silinder pengganggu berdasarkan fungsi bilangan Reynolds dengan variasi jarak ( $L/D$ ). Berdasarkan grafik dapat diketahui bahwa nilai  $C_D$  akan menurun seiring dengan peningkatan  $d/D$  dan penurunan besar jarak ( $L/D$ ). Pada saat bilangan Reynolds mengalami peningkatan di atas  $3 \times 10^4$ , maka titik separasi akan bergeser semakin cepat dan daerah *wake* menyempit sehingga koefisien *drag* akan menurun. Kondisi yang paling optimum untuk mengurangi *pressure drag* adalah pada  $d/D = 0,25$ ,  $L/D = 2$  dengan nilai  $Re$  kurang dari  $4,1 \times 10^4$ . Dan untuk nilai  $Re$  lebih besar dari  $4,1 \times 10^4$  adalah pada saat  $d/D = 0,25$  serta  $L/D = 1,75$ .

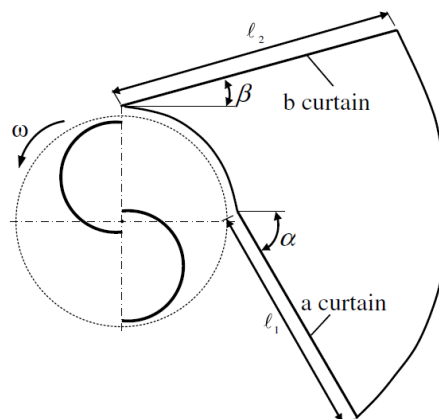


**Gambar 2.7** Grafik Nilai *Pressure Drag Coefficient* ( $C_D$ ) Akibat Pemberian Silinder dengan Variasi Jarak Silinder Pengganggu ( $L/D$ ) (Tsutsui & Igarashi, 2002)

### 2.13.2 Altan et al (2008)

Altan et al (2008) melakukan studi eksperimen terhadap turbin Savonius dengan menambahkan dua plat pengganggu berupa plat penghalang di depan sudu *returning* dan plat pengarah di samping turbin. Studi ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh pemberian plat pengganggu dan konfigurasi yang sesuai untuk meningkatkan performa dari turbin angin Savonius. Plat pengganggu ini diletakkan di depan sudu *returning* agar dapat mencegah terbentuknya torsi negatif yang melawan putaran turbin. Performa turbin dapat dianalisa dengan melihat pengaruhnya terhadap putaran turbin, momen yang dihasilkan serta nilai *Coefficient of Power*nya.

Pada penelitian ini, turbin angin Savonius yang digunakan adalah turbin dengan dua sudu dan diameter ( $D$ ) serta tinggi turbin ( $H$ ) sebesar 32 cm. Kecepatan angin yang digunakan adalah 7 m/s dan bilangan Reynolds sebesar  $1,5 \times 10^4$ . Plat pengganggu dan plat pengarah memiliki panjang tertentu dan diletakkan di depan turbin dengan besar sudut  $\alpha$  dan  $\beta$  terhadap arah datangnya angin seperti yang terlihat pada gambar 2.8. Variasi yang dilakukan adalah variasi panjang plat ( $\ell_1$  dan  $\ell_2$ ) yang ditampilkan pada tabel 2.2 serta variasi besar sudut plat ( $\alpha$  dan  $\beta$ ). Sudut  $\alpha$  yang digunakan adalah  $30^\circ$ ,  $35^\circ$ ,  $40^\circ$ ,  $45^\circ$ ,  $50^\circ$ ,  $55^\circ$ ,  $60^\circ$  dan sudut  $\beta$  yang digunakan adalah  $0^\circ$ ,  $5^\circ$ ,  $10^\circ$ ,  $15^\circ$ ,  $20^\circ$ ,  $25^\circ$ ,  $30^\circ$ .



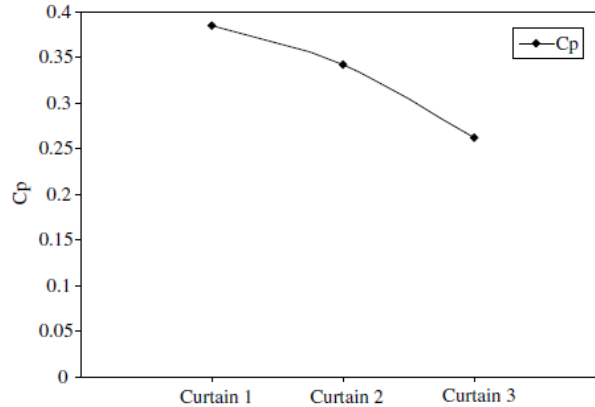
**Gambar 2.8** Skema Turbin Savonius dengan Plat Pengganggu (Altan et al., 2008)



**Tabel 2.2** Variasi Dimensi dari Plat Pengganggu (Altan et al., 2008)

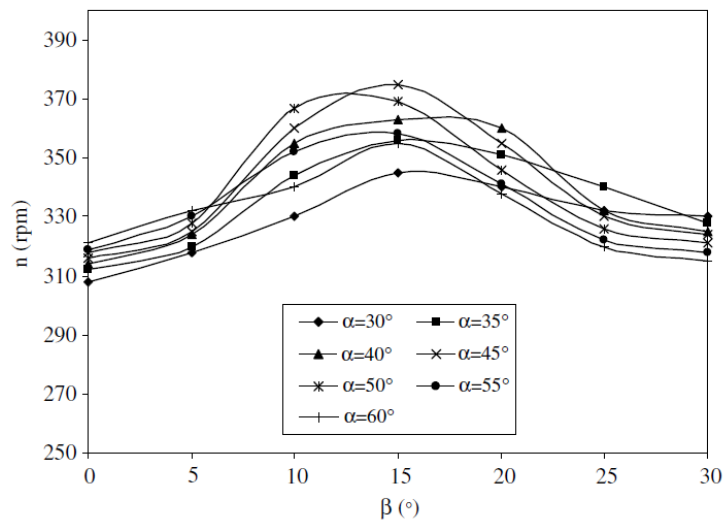
Type of curtain arrangement	Distance $\ell_1$ (cm)	Distance $\ell_2$ (cm)
Curtain 1	45	52
Curtain 2	34	39
Curtain 3	22	26

Analisa *Power Coefficient* ( $C_p$ ) dari turbin Savonius dengan pemberian plat pengganggu dengan konfigurasi yang berbeda dapat dilihat pada gambar 2.9. Di mana dapat dilihat bahwa hasil  $C_p$  paling maksimum dimiliki oleh turbin Savonius dengan konfigurasi 1 dimana nilai  $C_p$ nya adalah sebesar 0,38533. Sedangkan untuk konfigurasi 2 dan 3 berturut-turut nilai  $C_p$ nya adalah sebesar 0,34154 dan 0,26273.



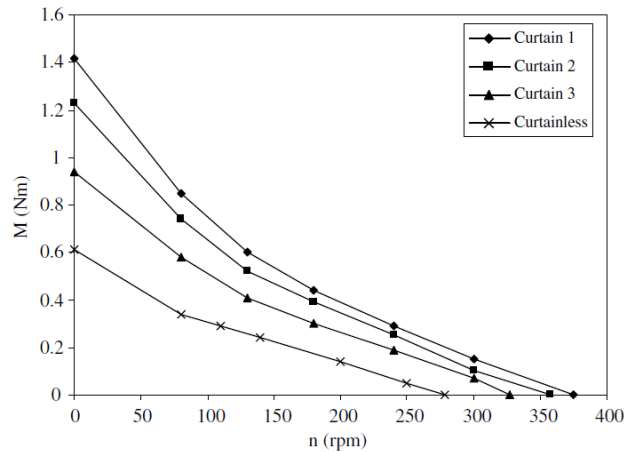
**Gambar 2.9** Pengaruh pemberian Plat Pengganggu terhadap Nilai *Coefficient of Power* Turbin Angin Savonius Berdasarkan Variasi Konfigurasi Plat (Altan et al., 2008)

Analisa pengaruh sudut plat ( $\alpha$  dan  $\beta$ ) yang digunakan sebagai pengganggu terhadap kecepatan putar turbin Savonius dapat dilihat pada gambar 2.10. Gambar tersebut menunjukkan besar nilai putaran turbin berdasarkan variasi sudut plat pada konfigurasi plat 1 dengan panjang plat  $\ell_1 = 45$  cm dan  $\ell_2 = 52$  cm. Berdasarkan gambar, dapat diketahui bahwa putaran turbin maksimal terjadi ketika sudut  $\alpha = 45^\circ$  dan  $\beta = 15^\circ$ . Hal ini dapat disimpulkan bahwa plat pengganggu pada kedua sudut tersebut memiliki kemampuan menangkap aliran lebih baik dan dapat mengurangi torsi negatif secara optimum.



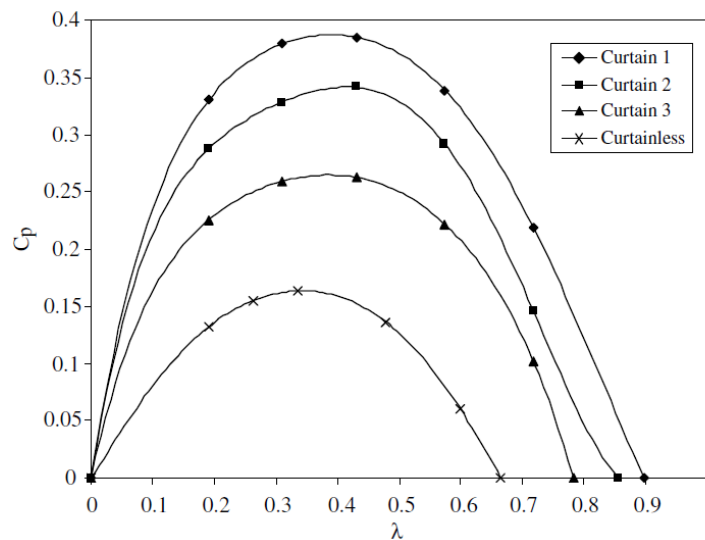
**Gambar 2.10** Pengaruh Sudut Plat Pengganggu terhadap Kecepatan Putar Turbin Angin Savonius (Altan et al., 2008)

Kemudian dilakukan analisa kembali terhadap torsi yang dihasilkan oleh turbin setelah diberikan pengganggu. Gambar 2.11 menunjukkan nilai torsi yang dihasilkan sebagai pengaruh dari perbedaan panjang plat berdasarkan fungsi kecepatan putaran turbin pada sudut  $\alpha = 45^\circ$  dan  $\beta = 15^\circ$ . Berdasarkan gambar dapat diketahui bahwa torsi maksimum dihasilkan oleh turbin Savonius dengan plat pengganggu konfigurasi 1 yang memiliki panjang  $\ell_1 = 45$  cm dan  $\ell_2 = 52$  cm. Namun jika panjang plat dibuat lebih dari panjang optimum tersebut dapat menyebabkan efek negatif terhadap torsi akibat gesekan yang makin besar, adanya separasi aliran dan *sudden contraction* di area aliran udara.



**Gambar 2.11** Pengaruh Perbedaan Panjang Plat Pengganggu terhadap Torsi yang Dihasilkan oleh Turbin Angin Savonius (Altan et al., 2008)

Gambar 2.12 menunjukkan perbandingan besar nilai *power Coefficient* ( $C_p$ ) dari turbin Savonius dengan plat pengganggu dan turbin konvensional berdasarkan fungsi *tip speed ratio* ( $\lambda$ ). Berdasarkan gambar dapat diketahui jika dibandingkan dengan turbin konvensional, turbin dengan plat pengganggu dapat meningkatkan besar *power coefficient* secara signifikan. Dimana  $C_p$  maksimum didapatkan dengan plat pengganggu konfigurasi 1 pada TSR 0,4. Hal ini dapat terjadi karena plat dengan konfigurasi 1 dapat membelokkan dan mengumpulkan lebih banyak aliran angin sehingga dapat ditransferkan sebagai torsi untuk memutar turbin.



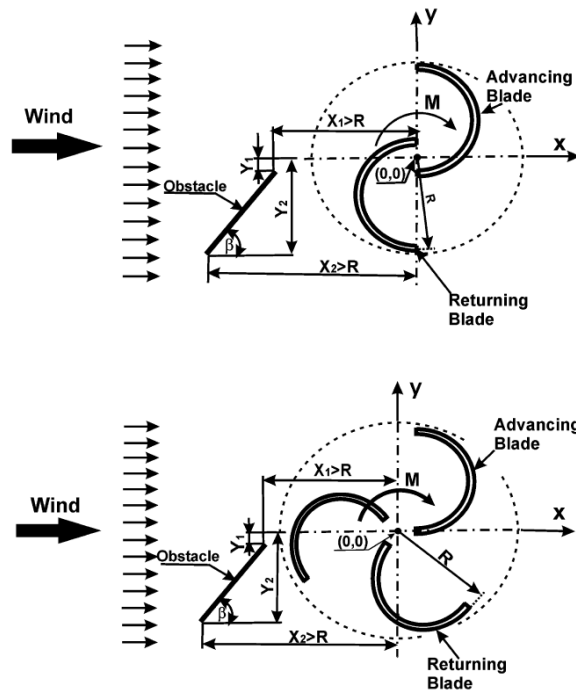
**Gambar 2.12** Perbandingan Besar Nilai *Power Coefficient* ( $C_p$ ) antara Turbin Angin Savonius dengan Plat Pengganggu dan Turbin Konvensional (Altan et al., 2008)

Penelitian ini menyimpulkan bahwa penambahan plat pengganggu di depan sudu *returning* dan plat pengarah di depan sudu *advancing* dapat memberikan pengaruh yang signifikan terhadap performa turbin angin Savonius. Berdasarkan eksperimen yang dilakukan, didapatkan bahwa dengan penambahan plat pengganggu dengan konfigurasi optimum dapat meningkatkan *power coefficient* mencapai 38,5% jika dibandingkan dengan turbin Savonius konvensional.

### 2.13.3 Mohamed et al (2010)

Mohamed et al (2010) melakukan studi numerik terhadap turbin Savonius dengan menambahkan penghalang pada sudu *returning*. Studi ini bertujuan untuk mendapatkan desain yang baik untuk meningkatkan performa dari turbin baik dengan kondisi turbin memiliki dua sudu atau tiga sudu. Selain itu adalah bertujuan untuk mencari desain yang mengakibatkan peningkatan kemampuan *self-starting*. Untuk itu, penghalang berbentuk plat datar diletakkan di depan sudu *returning* agar aliran yang mengarah pada sudu *advancing* dapat dioptimalkan. Performa turbin dapat dianalisa dengan melihat pengaruhnya terhadap *torque coefficient*, *power coefficient*, dan *static torque coefficient* yang dapat dihubungkan dengan kemampuan *self-starting*.

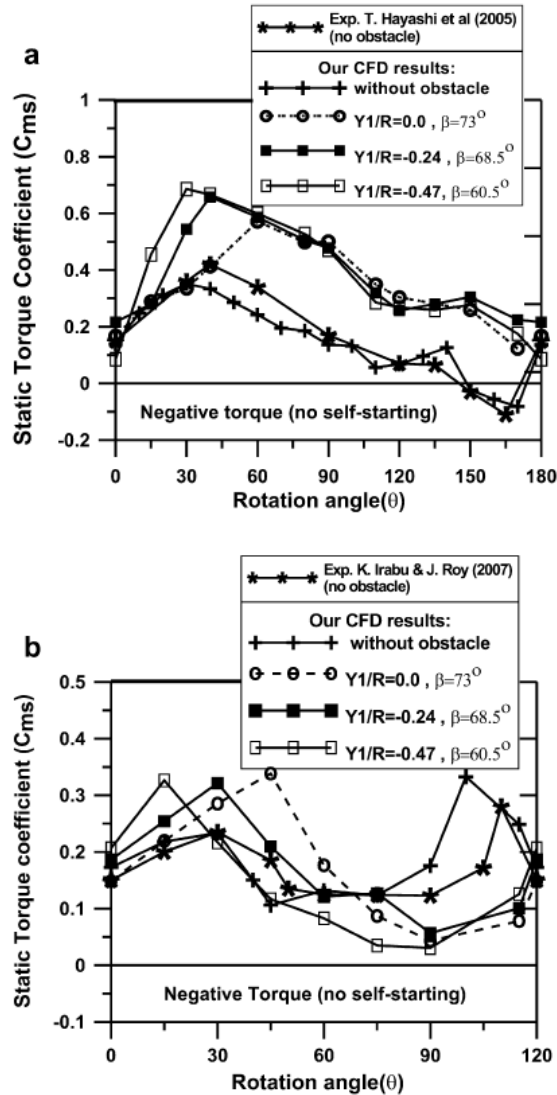
Pada studi ini, plat penghalang memiliki sudut kemiringan dan jarak tertentu terhadap turbin seperti yang terlihat pada gambar 2.13. Kemudian simulasi dua dimensi dilakukan dengan permodelan turbulensi *realizable k-ε* untuk *rotating bodies* dan SIMPLE untuk *pressure-velocity coupling*. Aliran yang digunakan adalah aliran *steady*. Software yang digunakan untuk simulasi adalah ANSYS-Fluent. Langkah selanjutnya adalah melakukan validasi terlebih dahulu antara hasil simulasi dengan hasil eksperimen. Jika sudah tervalidasi dengan tanda bahwa perbedaan hasil simulasi dan eksperimen tidak besar, maka dapat dilanjutkan ke tahap simulasi dengan pemberian penghalang.



**Gambar 2.13** Konfigurasi Turbin Dua Sudu dan Tiga Sudu dengan Plat Penghalang (Mohamed et al., 2010)

Hasil simulasi terkait dengan analisa kemampuan *self-starting* dapat dilihat pada gambar 2.14. Gambar tersebut menunjukkan nilai *static torque coefficient* ( $C_m$ ) untuk tiga

posisi plat deflektor berdasarkan fungsi sudut putar. Berdasarkan grafik, dapat diketahui bahwa dengan penambahan plat deflektor dapat meningkatkan nilai *static torque coefficient* jika dibandingkan dengan turbin konvensional atau tanpa deflektor. Dengan pemberian deflektor akan menghilangkan torsi negatif turbin sehingga dapat diartikan bahwa memiliki kemampuan *self-starting* yang lebih baik. Berdasarkan grafik juga dapat diketahui peningkatan *static torque coefficient* yang lebih signifikan terjadi pada turbin yang memiliki dua sudu dibandingkan dengan turbin dengan tiga sudu.



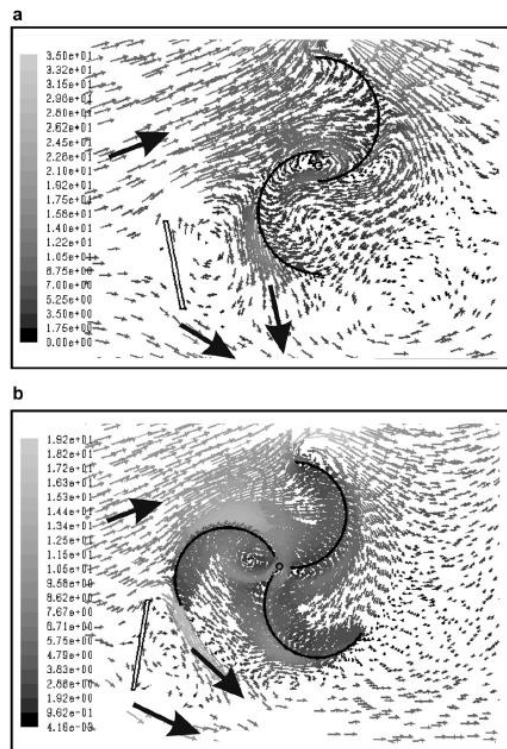
**Gambar 2.14** Pengaruh Pemberian Plat Penghalang pada *Static Torque Coefficient* (Cms) terhadap *rotation angle* (Mohamed et al., 2010)

Koordinat paralel yang menunjukkan parameter lokasi peletakan dari plat deflektor ditunjukkan dengan parameter  $X_1/R$ ,  $X_2/R$ , dan  $Y_1/R$ . Parameter paling optimum untuk turbin dengan dua sudu dan tiga sudu dapat dilihat pada tabel 2.3. Berdasarkan hasil tersebut, dapat diketahui bahwa pemberian penghalang berupa plat deflektor dapat meningkatkan *power coefficient* menjadi 25,3 % untuk turbin Savonius dengan dua sudu, dan sebesar 21,2 % untuk turbin Savonius dengan tiga sudu jika dibandingkan dengan turbin konvensional tanpa penghalang.

**Tabel 2.3** Nilai *Power Coefficient* ( $C_p$ ) dari Turbin Dua Sudu dan Tiga Sudu (Mohamed et al., 2010)

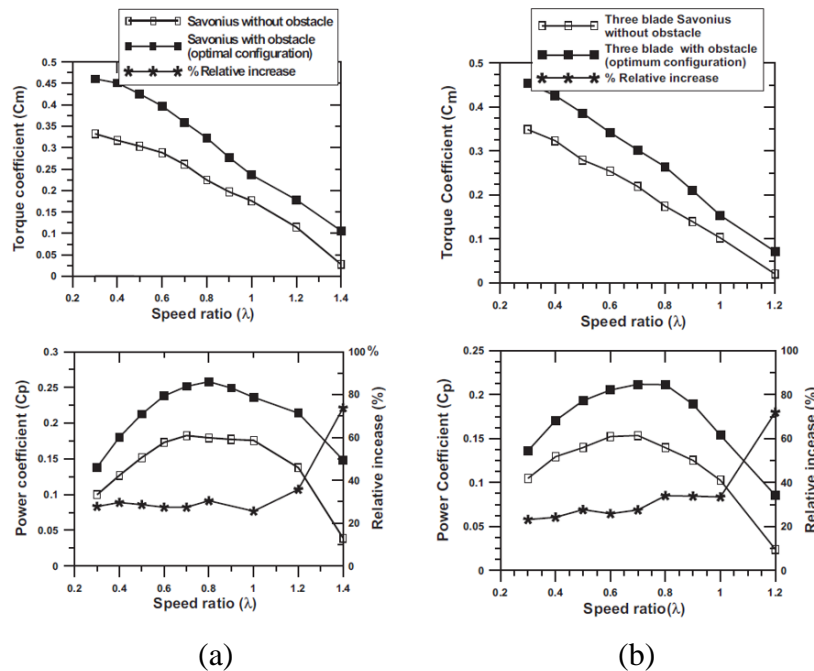
Design	Parameter	Value	$\beta$	Power coeff. $C_p$
Two-blade Savonius turbine	$X_1/R$	-1.23830	(100.83°)	0.2503
	$Y_1/R$	-0.45390		
	$X_2/R$	-1.09993		
Three-blade Savonius turbine	$X_1/R$	-1.05632	(80.52°)	0.2120
	$Y_1/R$	-0.36912		
	$X_2/R$	-1.38162		

Gambar 2.15 menunjukkan struktur aliran udara pada turbin Savonius dua sudu dan tiga sudu dengan penghalang berupa plat deflektor. Berdasarkan gambar, untuk turbin dengan dua sudu dan  $\beta = 100,83^\circ$  terlihat bahwa aliran udara yang berada di belakang penghalang akan optimal menuju sudu *advancing*. Kemudian pada turbin dengan tiga sudu dan  $\beta = 80,52^\circ$  aliran udara lebih menuju ke sudu *returning* dan justru akan meningkatkan *reverse moment* sehingga akan menyebabkan nilai  $C_p$ nya lebih rendah daripada turbin dengan dua sudu.



**Gambar 2.15** Kontur Aliran Turbin Savonius Dua Sudu dan Tiga Sudu dengan Plat Deflektor (Mohamed et al., 2010)

Kemudian performa dari turbin dengan geometri optimal dapat dilihat pada gambar 2.16. Gambar tersebut menampilkan *torque coefficient* dan *power coefficient* dari turbin Savonius dua sudu dan tiga sudu berdasarkan fungsi *tip speed ratio* ( $\lambda$ ). Berdasarkan gambar dapat diketahui jika dibandingkan dengan turbin tanpa penghalang, turbin dengan penghalang berupa plat deflektor dapat meningkatkan besar *power coefficient* secara signifikan.



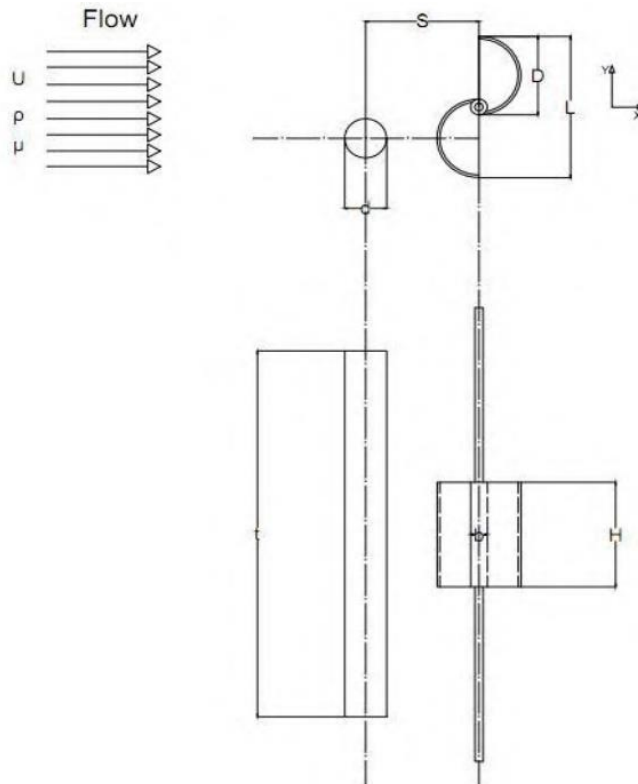
**Gambar 2.16** Pengaruh pemberian plat deflektor pada *Torque Coefficient* ( $C_m$ ) dan *Power Coefficient* ( $C_p$ ) pada (a) turbin dua sudu (b) turbin tiga sudu (Mohamed et al., 2010)

Penelitian ini menyimpulkan bahwa penambahan penghalang berupa plat deflektor dapat memberikan pengaruh yang signifikan terhadap performa turbin. Berdasarkan simulasi yang dilakukan, didapatkan bahwa dengan penambahan penghalang pada sudu *returning* turbin dengan geometri yang optimum dapat meningkatkan *power coefficient* mencapai 27% jika dibandingkan dengan turbin Savonius tanpa penghalang. Kemudian juga dapat disimpulkan bahwa konfigurasi turbin dengan dua sudu lebih baik dari pada turbin dengan tiga sudu.

#### 2.13.4 Maghfira (2016)

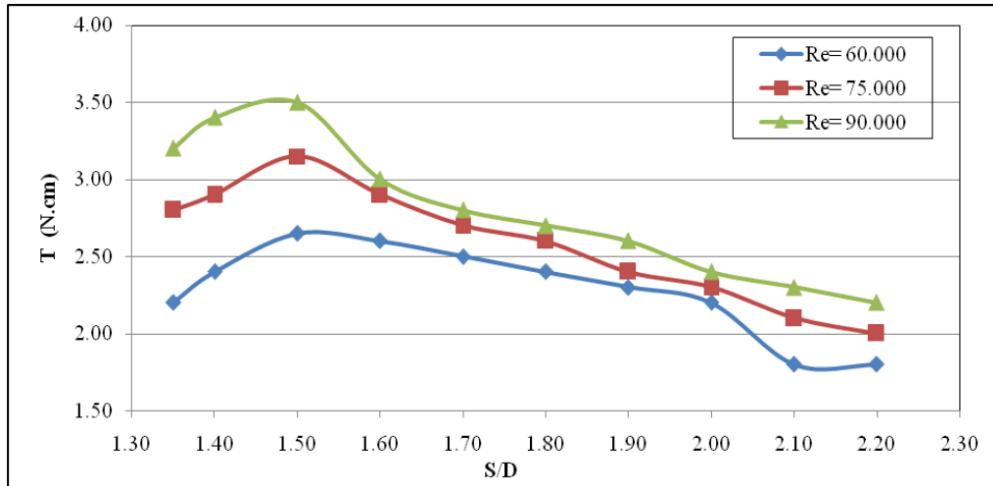
Maghfira (2016) melakukan studi eksperimen terhadap turbin angin Savonius dengan menambahkan silinder pengganggu di depan sudu *returning* untuk meningkatkan performa dari turbin. Performa turbin angin Savonius dianalisa dengan menggunakan hasil torsi statis dan nilai *coefficient of power*-nya.

Penelitian ini menggunakan turbin angin Savonius dengan diameter ( $D$ ) sebesar 60 mm dan tinggi ( $H$ ) sebesar 80 mm. Kemudian silinder sirkular pengganggu dengan diameter ( $d$ ) = 30 mm diletakkan di depan sudu *returning* turbin sehingga rasio  $D/d$  adalah 0,5 dapat dilihat pada gambar 2.17. Silinder pengganggu diletakkan dengan variasi jarak ( $S/D$ ) = 1,35, 1,4, 1,5, 1,6, 1,7, 1,8, 1,9, 2,0, dan 2,1. Untuk variasi kecepatan angin berdasarkan bilangan Reynolds ( $Re$ ) =  $6,0 \times 10^4$ ,  $7,5 \times 10^4$ , dan  $9,0 \times 10^4$ . Penelitian ini dilakukan pada sebuah *wind tunnel subsonic* dengan panjang 457 mm dan *test suction* sebesar 304 mm x 304 mm. Pengukuran torsi statis menggunakan *torque meter* dan daya turbin dapat diperoleh dengan mengukur gaya yang membebani turbin pada poros.



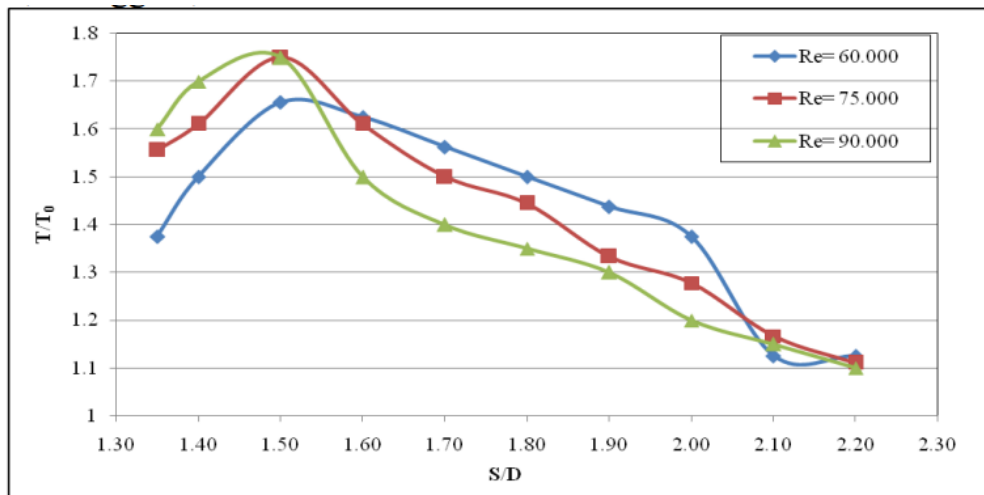
**Gambar 2.17** Skema Penelitian (Maghfira, 2016)

Analisa torsi statis dilakukan untuk mengetahui berapa besar torsi yang diterima turbin angin ketika turbin dalam keadaan tidak berputar. Gambar 2.18 menunjukkan nilai torsi statis sebagai fungsi dari  $S/D$  pada bilangan Reynolds  $6,0 \times 10^4$ ,  $7,5 \times 10^4$ , dan  $9,0 \times 10^4$ , dimana  $S/D$  adalah jarak pusat silinder pengganggu dengan pusat dari turbin. Pada jarak  $S/D$  yang sama dengan meningkatnya bilangan Reynolds didapatkan besar torsi statis dari turbin yang meningkat. Hal ini disebabkan karena semakin tinggi kecepatan angin yang menabrak turbin maka gaya yang digunakan untuk menahan turbin juga semakin tinggi sehingga torsi yang dihasilkan juga semakin besar. Nilai torsi statis tertinggi didapatkan pada  $Re = 9 \times 10^4$  dan dengan jarak silinder pengganggu sejauh 1,5 yakni sebesar 2,65 N.cm. Dengan adanya silinder pengganggu dapat mengurangi gaya *drag* yang terjadi pada sudu *returning*. Hal ini disebabkan oleh terganggunya *boundary layer* pada sudu *returning* yang kemudian akan mempercepat transisi aliran dari laminar menjadi turbulen. Oleh karena itu, momentum aliran di dekat sudu *returning* akan meningkat dan menyebabkan gaya gesek aliran berkurang sehingga titik separasi mundur dan *wake* menyempit. Sehingga menyebabkan selisih torsi antara sudu *returning* dan *advancing* semakin besar dan torsi statis meningkat. Namun pada jarak  $S/D$  lebih besar dari 1,5 mengalami penurunan torsi statis. Hal ini disebabkan karena dengan meningkatnya  $S/D$  maka letak silinder akan semakin jauh sehingga tidak terlalu mempengaruhi dari *boundary layer* dan justru akan menurunkan selisih gaya *drag* antara sudu *returning* dan sudu *advancing*. Dengan menurunnya selisih gaya *drag*, maka dapat menyebabkan torsi statis yang dihasilkan juga menurun.



**Gambar 2.18** Grafik nilai Torsi Statis ( $T$ ) pada Turbin Angin Savonius berdasarkan fungsi jarak  $S/D$  pada Bilangan Reynolds  $6,0 \times 10^4$ ,  $7,5 \times 10^4$ , dan  $9,0 \times 10^4$  (Maghfira, 2016)

Perbandingan torsi statis antara turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu dan tanpa silinder pengganggu ( $T/T_0$ ) dapat dilihat pada gambar 2.19. Berdasarkan grafik yang ditunjukkan pada gambar tersebut, didapatkan bahwa perbandingan  $T/T_0$  pada semua bilangan Reynolds dan jarak  $S/D$  adalah lebih besar dari satu. Hal ini menunjukkan bahwa dengan penambahan silinder pengganggu di depan sudu *returning* dapat meningkatkan nilai torsi statis pada turbin. Pada  $Re = 6,0 \times 10^4$  dengan silinder pengganggu pada jarak optimum  $S/D = 1,5$ , torsi statis mengalami kenaikan sebesar 1,65 kali dari turbin tanpa silinder pengganggu. Kemudian untuk  $Re = 7,5 \times 10^4$  dan  $9,0 \times 10^4$  mengalami kenaikan torsi statis sebesar 1,75.

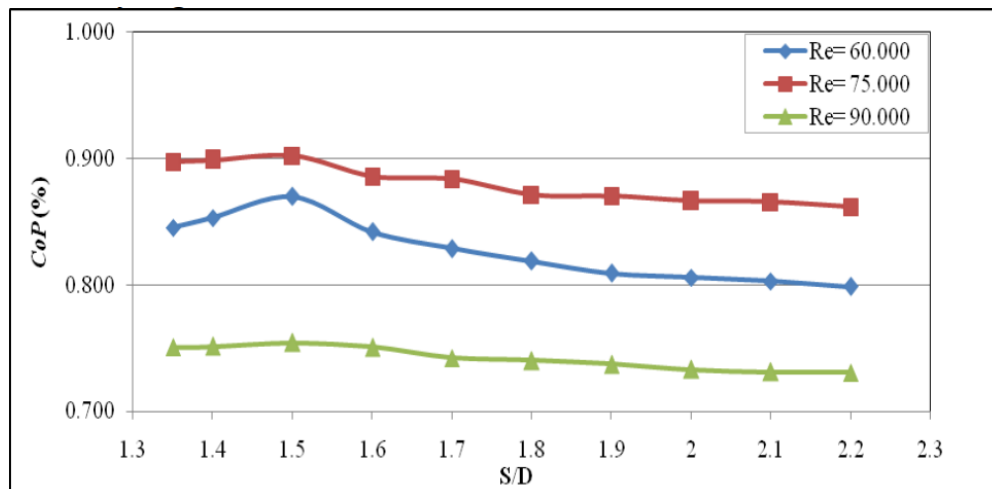


**Gambar 2.19** Grafik perbandingan nilai Torsi Statis dengan Silinder Pengganggu dan Tanpa Silinder Pengganggu ( $T/T_0$ ) pada Turbin Angin Savonius berdasarkan fungsi jarak  $S/D$  pada Bilangan Reynolds  $6,0 \times 10^4$ ,  $7,5 \times 10^4$ , dan  $9,0 \times 10^4$  (Maghfira, 2016)

Analisa *Coefficient of power* (CoP) dilakukan untuk mengetahui daya paling besar yang dapat dihasilkan oleh turbin dengan penambahan silinder pengganggu. Gambar 2.20 menunjukkan nilai *Coefficient of Power* dari turbin angin Savonius berdasarkan fungsi  $S/D$ . Pada jarak  $S/D$  yang sama, nilai *Coefficient of Power* tertinggi terjadi pada bilangan Reynolds sebesar  $7,5 \times 10^4$ . Hal ini disebabkan karena pada bilangan Reynolds tersebut, turbin menghasilkan kenaikan daya yang lebih besar dibandingkan dengan bilangan Reynolds lainnya. Nilai CoP didapatkan dari hasil pengukuran pembebanan dan putaran turbin angin Savonius.

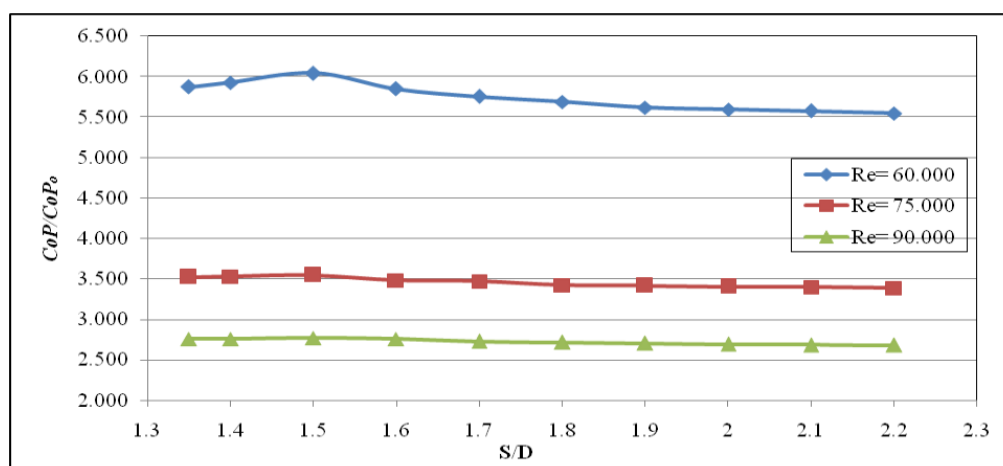


Untuk jarak silinder pengganggu (S/D) sebesar 1,5 dengan bilangan Reynolds  $7,5 \times 10^4$  didapatkan nilai *Coefficient of Power* sebesar 0,95 %. Nilai tersebut lebih tinggi jika dibandingkan pada bilangan Reynolds lainnya.



**Gambar 2.20** Grafik nilai *Coefficient of Power* (CoP) pada Turbin Angin Savonius berdasarkan fungsi jarak S/D pada Bilangan Reynolds  $6,0 \times 10^4$ ,  $7,5 \times 10^4$ , dan  $9,0 \times 10^4$  (Maghfira, 2016)

Perbandingan *Coefficient of Power* antara turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu dan tanpa silinder pengganggu ( $CoP/CoP_0$ ) dapat dilihat pada gambar 2.21 Berdasarkan grafik yang ditunjukkan pada gambar tersebut, didapatkan bahwa perbandingan  $CoP/CoP_0$  pada semua bilangan Reynolds dan jarak S/D adalah lebih besar dari satu. Hal ini menunjukkan bahwa dengan penambahan silinder pengganggu di depan sudu *returning* dapat meningkatkan performa dari turbin. Pada  $Re = 6,0 \times 10^4$  dengan silinder pengganggu pada jarak optimum, *Coefficient of Power* mengalami kenaikan maksimum sebesar 6 kali dari turbin tanpa silinder pengganggu pada  $S/D = 1,5$ . Kemudian untuk  $Re = 67,5 \times 10^4$  dan  $9,0 \times 10^4$  mengalami kenaikan torsi statis berturut-turut sebesar 3,5 kali dan 2,7 kali.



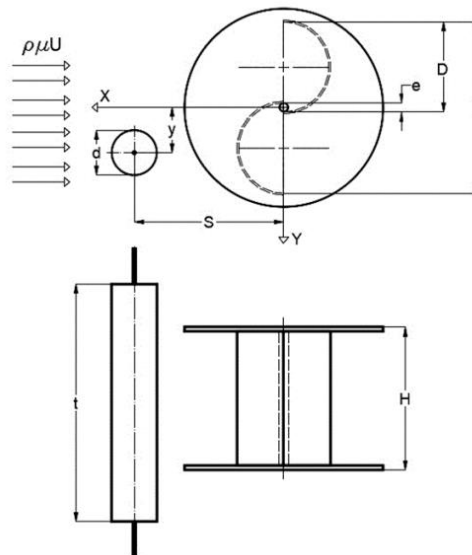
**Gambar 2.21** Grafik perbandingan nilai *Coefficient of Power* dengan Silinder Pengganggu dan Tanpa Silinder Pengganggu ( $CoP/CoP_0$ ) pada Turbin Angin Savonius berdasarkan fungsi jarak S/D pada Bilangan Reynolds  $6,0 \times 10^4$ ,  $7,5 \times 10^4$ , dan  $9,0 \times 10^4$  (Maghfira, 2016)

Penelitian ini menyimpulkan bahwa pemberian silinder pengganggu di depan sudu *returning* dengan variasi jarak (S/D) dapat memberikan pengaruh yang signifikan terhadap

performa turbin. Berdasarkan hasil simulasi, diketahui bahwa konfigurasi paling optimum untuk meningkatkan performa turbin adalah dengan jarak  $S/D = 1,5$  pada bilangan *Reynolds* sebesar  $6 \times 10^4$ . Dimana terjadi peningkatan *Coefficient of Power* sebesar 6 kali dibandingkan dengan turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu.

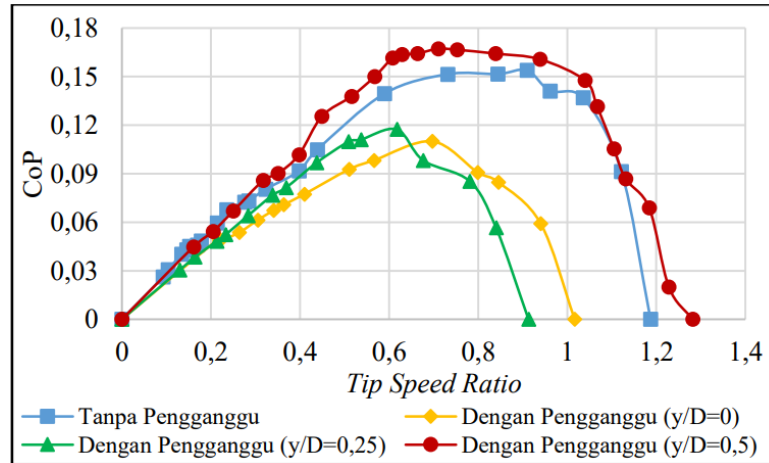
### 2.13.5 Nafi'ah (2018)

Nafi'ah (2018) melakukan studi eksperimen terhadap turbin angin Savonius dengan menambahkan silinder pengganggu di depan sudu *returning* untuk meningkatkan performa dari turbin. Penelitian ini menggunakan turbin angin Savonius dengan diameter sudu ( $D$ ) sebesar 165,2 mm, tinggi ( $H$ ) sebesar 294,4 mm, diameter turbin ( $L$ ) = 303,4 mm, diameter turbin ( $L$ ) = 303,4 mm, dan diameter poros ( $e$ ) = 19 mm. Kemudian silinder sirkular pengganggu dengan diameter ( $d$ ) = 88,8 mm diletakkan di depan sudu *returning* turbin sehingga rasio  $D/d$  adalah 0,5 dapat dilihat pada gambar 2.22. Silinder pengganggu diletakkan dengan jarak searah aliran angin ( $S/D$ ) = 1,4 dan variasi jarak tegak lurus arah angin ( $y/D$ ) = 0,0, 0,25, dan 0,5. Sedangkan variasi lain adalah variasi bilangan *Reynolds* ( $Re$ ) =  $9,7 \times 10^4$ ,  $14,5 \times 10^4$ , dan  $17,8 \times 10^4$ . Pengukuran torsi statis menggunakan *torque meter* dan daya turbin dapat diperoleh dengan mengukur gaya yang membebani turbin pada poros. Penelitian ini dilakukan dengan menggunakan *axial fan*.

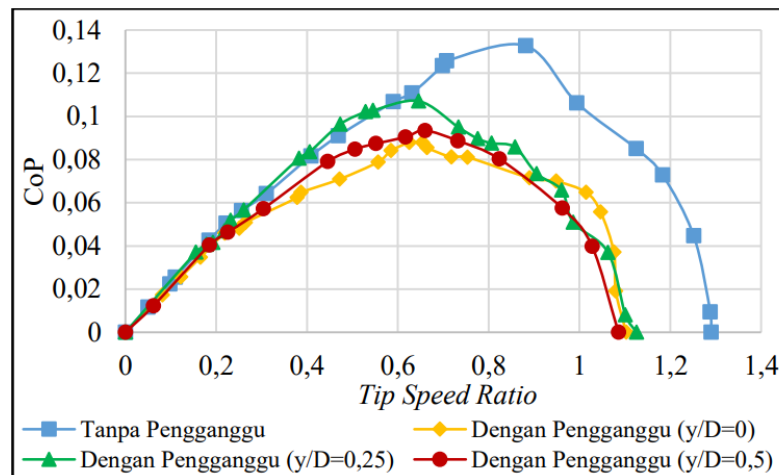


**Gambar 2.22** Skema Penelitian (Nafi'ah, 2018)

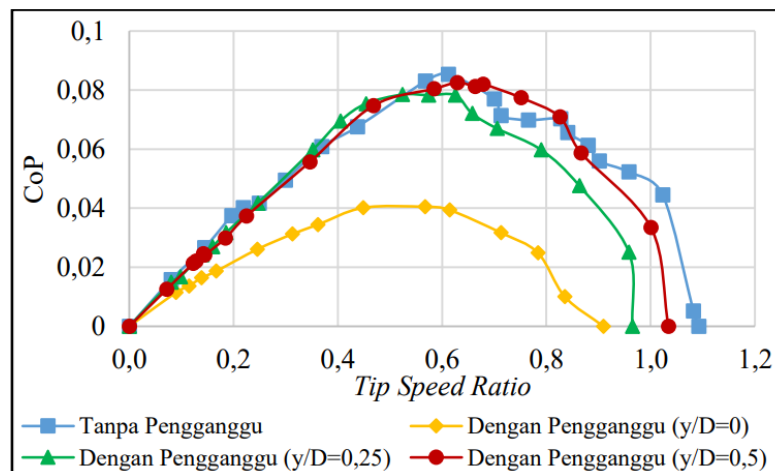
Gambar 2.23, 2.24, 2.25 menunjukkan grafik nilai *Coefficient of Power* turbin angin Savonius dengan dan tanpa pengganggu berdasarkan fungsi *tip speed ratio* (TSR) untuk bilangan *Reynolds* =  $9,7 \times 10^4$ ,  $14,5 \times 10^4$ , dan  $17,8 \times 10^4$ . Pada bilangan *Reynolds*  $9,7 \times 10^4$ , *Coefficient of Power* tertinggi didapatkan pada turbin angin Savonius dengan jarak silinder pengganggu ( $y/D$ ) sebesar 0,5. Hal ini dapat dilihat dengan adanya kenaikan *Coefficient of Power* sebesar 1,09 kali dari *coefficient of Power* turbin tanpa silinder pengganggu sehingga dapat menaikkan performa turbin. Sedangkan untuk bilangan *Reynolds*  $14,5 \times 10^4$ , dan  $17,8 \times 10^4$ , penambahan silinder terbukti tidak terlalu efektif untuk meningkatkan performa turbin dimana tidak terjadi peningkatan nilai *Coefficient of Power* jika dibandingkan dengan turbin tanpa silinder pengganggu. Hal ini disebabkan oleh kemampuan turbin angin Savonius untuk menerima kecepatan yang tinggi tidak begitu baik dan kenaikan kecepatan yang besar tidak diiringi dengan kenaikan daya yang besar juga.



**Gambar 2.23** Grafik nilai *Coefficient of Power* (CoP) pada Turbin Angin Savonius Berdasarkan Fungsi *Tip Speed Ratio* (TSR) pada Bilangan Reynolds  $9,7 \times 10^4$  (Nafi'ah, 2018)

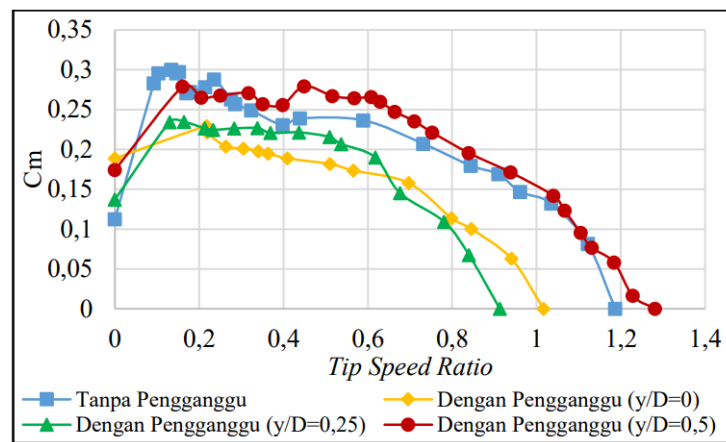


**Gambar 2.24** Grafik nilai *Coefficient of Power* (CoP) pada Turbin Angin Savonius Berdasarkan Fungsi *Tip Speed Ratio* (TSR) pada Bilangan Reynolds  $14,5 \times 10^4$  (Nafi'ah, 2018)

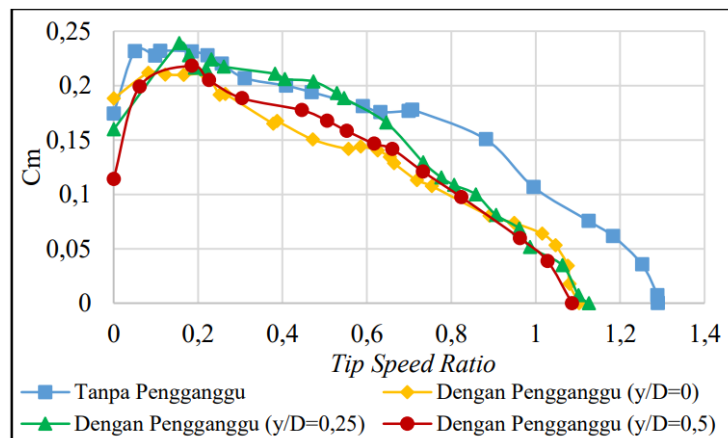


**Gambar 2.25** Grafik nilai *Coefficient of Power* (CoP) pada Turbin Angin Savonius Berdasarkan Fungsi *Tip Speed Ratio* (TSR) pada Bilangan Reynolds  $17,8 \times 10^4$  (Nafi'ah, 2018)

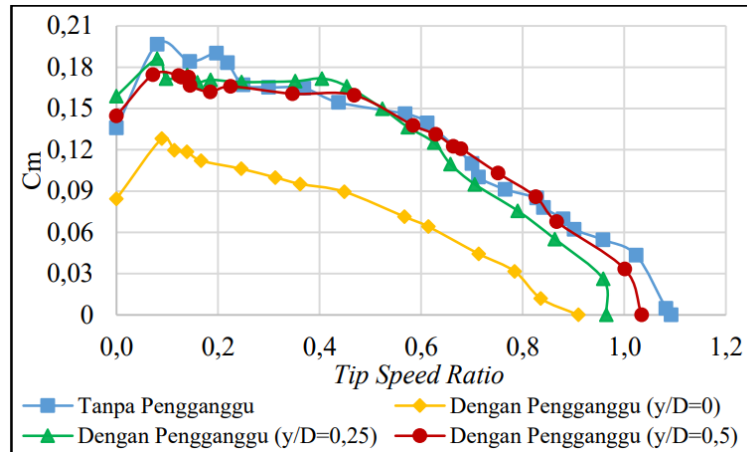
Gambar 2.26, 2.27, 2.28 menunjukkan grafik nilai *Coefficient of Moment* turbin angin Savonius dengan dan tanpa pengganggu berdasarkan fungsi *tip speed ratio* (TSR) untuk bilangan Reynolds =  $9,7 \times 10^4$ ,  $14,5 \times 10^4$ , dan  $17,8 \times 10^4$ . Pada bilangan Reynolds  $9,7 \times 10^4$ , *Coefficient of Moment* tertinggi didapatkan pada turbin angin Savonius dengan jarak silinder pengganggu (Y/D) sebesar 0,5 pada *tip speed ratio* 0,45. Hal ini dapat dilihat dengan adanya kenaikan *Coefficient of Moment* sebesar 1,17 kali dari *coefficient of Moment* turbin tanpa silinder pengganggu sehingga dapat menaikkan performa turbin. Sedangkan untuk bilangan Reynolds  $14,5 \times 10^4$ , dan  $17,8 \times 10^4$ , penambahan silinder terbukti tidak terlalu efektif untuk meningkatkan performa turbin dimana tidak terjadi peningkatan nilai *Coefficient of Moment* jika dibandingkan dengan turbin tanpa silinder pengganggu. Hal ini disebabkan oleh kemampuan turbin angin Savonius untuk menerima kecepatan yang tinggi tidak begitu baik dan kenaikan kecepatan yang tinggi dapat menyebabkan *Coefficient of Moment* yang dihasilkan lebih rendah.



**Gambar 2.26** Grafik nilai *Coefficient of Moment* (Cm) pada Turbin Angin Savonius Berdasarkan Fungsi *Tip Speed Ratio* (TSR) pada Bilangan Reynolds  $9,7 \times 10^4$  (Nafi'ah, 2018)



**Gambar 2.27** Grafik nilai *Coefficient of Moment* (Cm) pada Turbin Angin Savonius Berdasarkan Fungsi *Tip Speed Ratio* (TSR) pada Bilangan Reynolds  $14,5 \times 10^4$  (Nafi'ah, 2018)



**Gambar 2.28** Grafik nilai *Coefficient of Moment* ( $C_m$ ) pada Turbin Angin Savonius Berdasarkan Fungsi *Tip Speed Ratio* (TSR) pada Bilangan Reynolds  $17,8 \times 10^4$  (Nafi'ah, 2018)

Penelitian ini menyimpulkan bahwa pemberian silinder pengganggu di depan sudu *returning* dengan jarak  $S/D = 1,4$  dan variasi jarak ( $y/D$ ) dapat memberikan pengaruh yang signifikan terhadap performa turbin. Berdasarkan hasil simulasi, diketahui bahwa konfigurasi paling optimum untuk meningkatkan performa turbin adalah dengan jarak  $y/D = 0,5$  pada bilangan *Reynolds* sebesar  $9,7 \times 10^4$ . Dimana terjadi peningkatan *Coefficient of Power* sebesar 1,09 kali dan peningkatan *Coefficient of Moment* sebesar 1,17 kali dibandingkan dengan turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu.

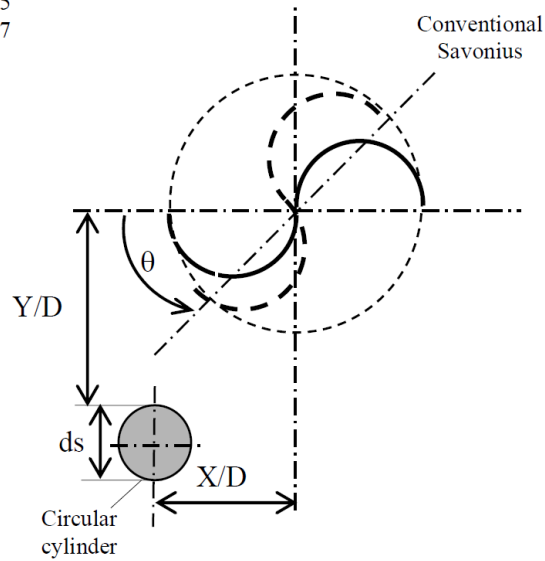
### 2.13.6 Setiawan et al (2019)

Setiawan et al (2019) melakukan studi numerik terhadap turbin hidrokinetik Savonius dengan pemberian silinder. Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh pemberian silinder yang diletakkan di samping sudu *advancing* terhadap performa turbin Savonius tersebut. Sehingga dapat menentukan ukuran silinder yang sesuai dan dapat menghasilkan performa terbaik dengan melihat pengaruhnya terhadap *Coefficient of Torque* dan *Coefficient of Power*. Serta akan dilihat juga garis kecepatan, kontur tekanan dan distribusi tekanan pada permukaan sudu turbin.

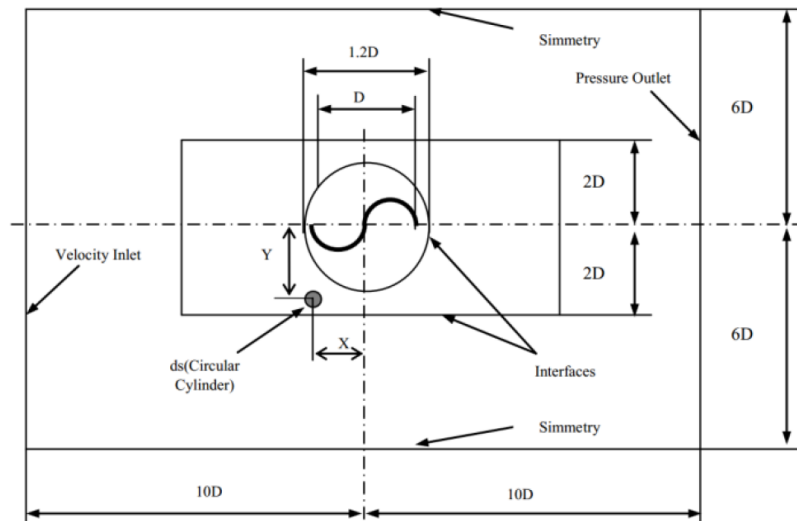
Simulasi yang dilakukan ada dua jenis yakni yang pertama adalah melakukan simulasi terhadap turbin Savonius tanpa silinder (konvensional) dan dengan pemberian silinder. Seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.29, turbin Savonius bergerak berlawanan arah jarum jam dengan terdapat silinder yang berada di sisi sudu *advancing*. Peneliti memvariasikan rasio dari diameter silinder dan turbin Savonius dengan besar  $ds/D = 0,1, 0,2, 0,5, 0,7, \text{ dan } 0,9$ .

Domain simulasi dan kondisi batas dapat dilihat pada gambar 2.30 di mana terdapat daerah diam, daerah *wake*, dan daerah berputar. Kemudian terdapat dua *interface* yakni antara daerah berputar dan *wake* serta antara daerah *wake* dan daerah diam. Untuk kondisi batasnya adalah *inlet* sebagai *velocity inlet*, *outlet* dengan *pressure outlet*, bagian dinding atas dan bawah sebagai simetri. Untuk meshing yang digunakan adalah meshing quadrilateral dan menggunakan permodelan turbulensi *Realizable k-ε* (RKE). Pertama simulasi dilakukan dengan memvalidasi terlebih dahulu hasil simulasi terhadap hasil eksperimen sebelumnya. Kemudian validasi kembali dilakukan setelah mengganti fluida dari udara menjadi air. Setelah validasi sesuai, maka dilanjutkan dengan simulasi turbin Savonius dengan pemberian Silinder di depan sudu *advancing*.

$ds/D = 0.1, 0.5, 0.7, 0.5$  and  $0.9$   
 $X/D = 0.5$   
 $Y/D = 0.7$

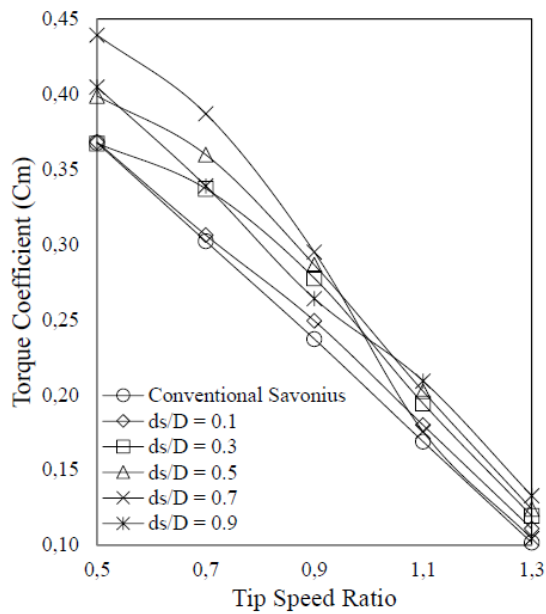


**Gambar 2.29** Konfigurasi Turbin Savonius dengan Penambahan Silinder (Setiawan et al., 2019)



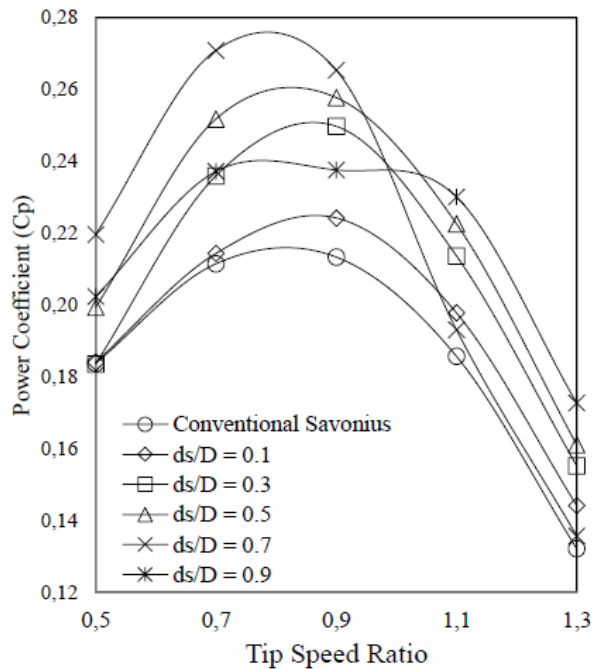
**Gambar 2.30** Domain dan *Boundary Condition* Simulasi (Setiawan et al., 2019)

Hasil simulasi dapat dilihat pada gambar 2.31 Yang menampilkan grafik nilai coefficient of torque berdasarkan fungsi tip speed ratio (TSR). Berdasarkan grafik tersebut dapat diketahui bahwa pengaruh perbedaan rasio diameter silinder dengan turbin Savonius memberikan pengaruh yang signifikan terhadap *Coefficient of Torque*. Dimana *Coefficient of Torque* maksimum terjadi pada  $ds/D = 0,7$ . Dapat diketahui juga bahwa *Coefficient Of Torque* akan meningkat seiring dengan penambahan  $ds/D$ . Namun, ketika  $ds/D > 0,7$  maka *coefficient Torquena* akan menurun.



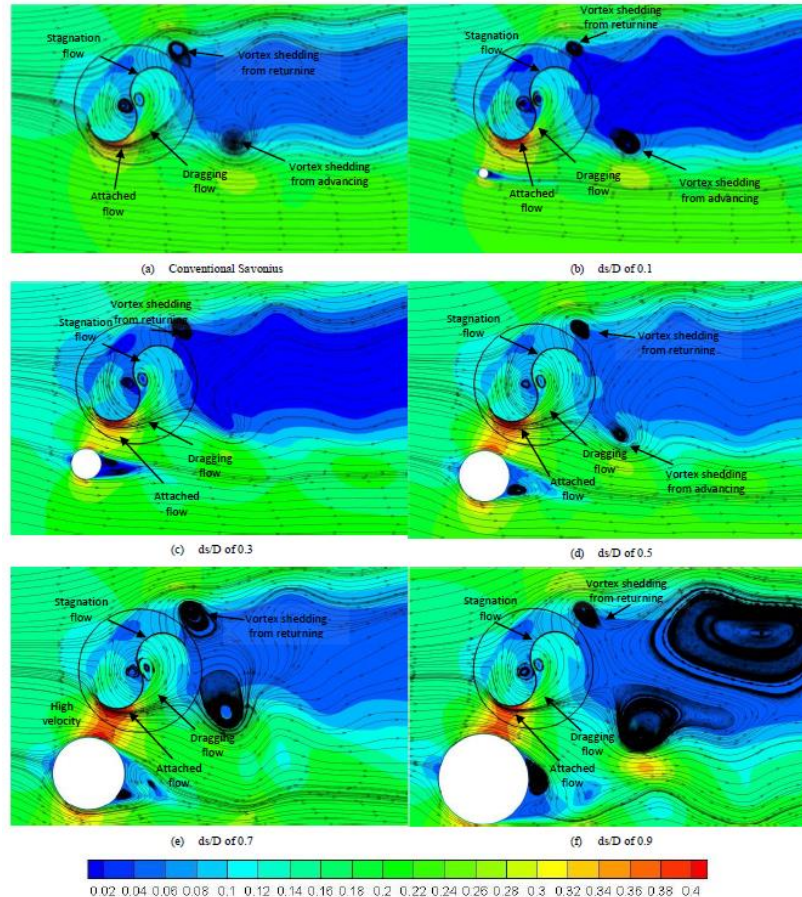
**Gambar 2.31** Pengaruh Penambahan Silinder Pengganggu pada Turbin Savonius terhadap *Coefficient of Torque* ( $C_m$ ) Berdasarkan fungsi *Tip Speed Ratio* (TSR) (Setiawan et al., 2019)

Kemudian untuk *Coefficient of Power*nya juga terjadi hal yang sama sesuai pada gambar 2.32. Gambar tersebut menampilkan grafik *Coefficient of Power* dengan perbedaan rasio diameter silinder sebagai fungsi *tip speed ratio* (TSR). Berdasarkan grafik tersebut ditunjukkan bahwa *Coefficient of Power* tertinggi terjadi pada  $ds/D = 0,7$  dimana sesuai dengan *Coefficient of Torquency*. Selain itu juga diketahui bahwa seiring dengan membesarnya  $ds/D$  maka *Coefficient of Power*nya juga akan meningkat.



**Gambar 2.32** Pengaruh Penambahan Silinder Pengganggu pada Turbin Savonius terhadap *Coefficient of Power* ( $C_p$ ) Berdasarkan fungsi *Tip Speed Ratio* (TSR) (Setiawan et al., 2019)

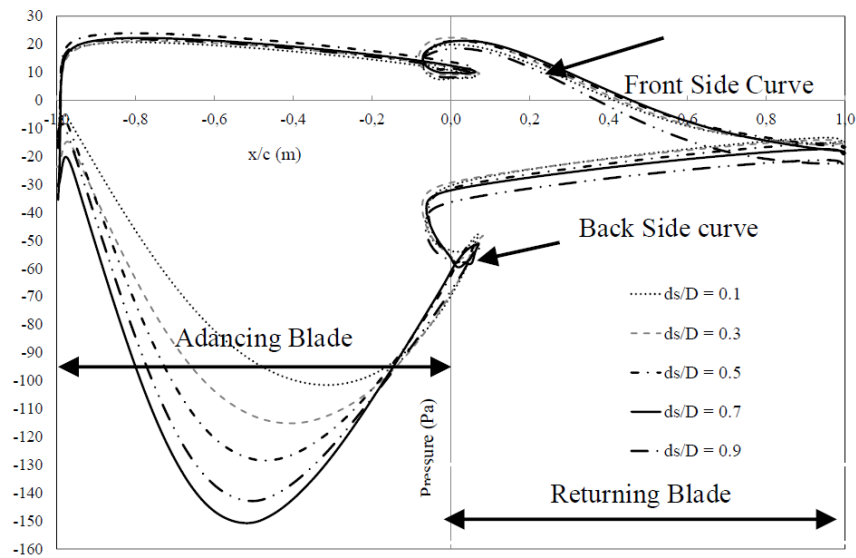
Pola garis kecepatan dengan TSR 0,9 dan  $\theta = 30^\circ$  ditunjukkan pada gambar 2.33. Daerah dengan kecepatan maksimum didapat saat menggunakan  $ds/D = 0,7$ . Dimana kecepatan maksimum yang terjadi pada daerah *attached flow* dapat menyebabkan penurunan tekanan di sudu *advancing*. Hal itu akan menyebabkan torsi positif meningkat dan daya juga meningkat.



**Gambar 2.33** Pola Garis Kecepatan Turbin Hidrokinetik Savonius dengan Penambahan Silinder Pengganggu pada TSR 0,9 dan  $\theta = 30^\circ$  (Setiawan et al., 2019)

Grafik distribusi tekanan dengan variasi diameter silinder ( $ds/D$ ) berdasarkan fungsi jarak ( $x/c$ ) dalam penelitian ini dapat dilihat pada gambar 2.34. Berdasarkan gambar tersebut, dapat dilihat bahwa distribusi tekanan pada bagian depan sudu *advancing* untuk diameter silinder pengganggu yang berbeda memiliki nilai yang hampir sama. Namun, untuk distribusi tekanan di bagian belakang sudu *returning* yang paling tinggi dicapai saat  $ds/D = 0,7$ . Lalu untuk distribusi tekanan di bagian belakang sudu *advancing*, dengan  $ds/D = 0,7$  memiliki nilai tekanan yang paling negatif dibandingkan variasi yang lain. Hal ini menunjukkan bahwa dengan menambahkan silinder di samping sudu *advancing* maka dapat meningkatkan kecepatan di bagian belakang sudu *advancing* dan tekanannya akan turun.





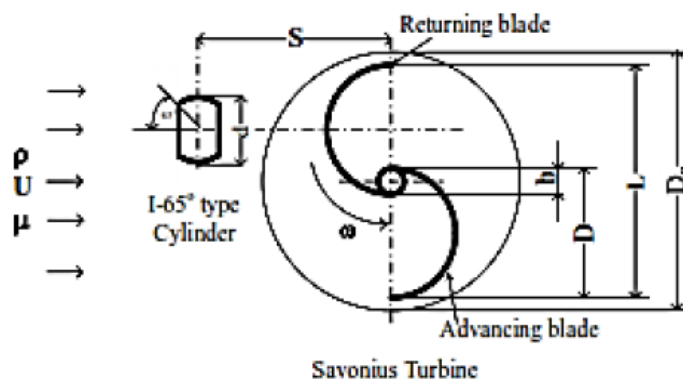
**Gambar 2.34** Distribusi Tekanan Turbin Hidrokinetik dengan Penambahan Silinder Pengganggu Berdasarkan Fungsi jarak ( $x/c$ ) pada TSR 0,9 dan  $\theta = 30^\circ$  (Setiawan et al., 2019)

Penelitian ini menyimpulkan bahwa pemberian silinder dengan variasi rasio diameter silinder dan turbin Savonius ( $ds/D$ ) dapat memberikan pengaruh yang signifikan terhadap performa turbin. Berdasarkan hasil simulasi, turbin dengan silinder  $ds/D = 0,7$  memberikan *Coefficient of Power* yang tertinggi saat TSR = 0,7. Di mana ditunjukkan dengan besar *Coefficient of Power* yang meningkat 28% dari turbin Savonius konvensional.

### 2.13.7 Sakti et al (2019)

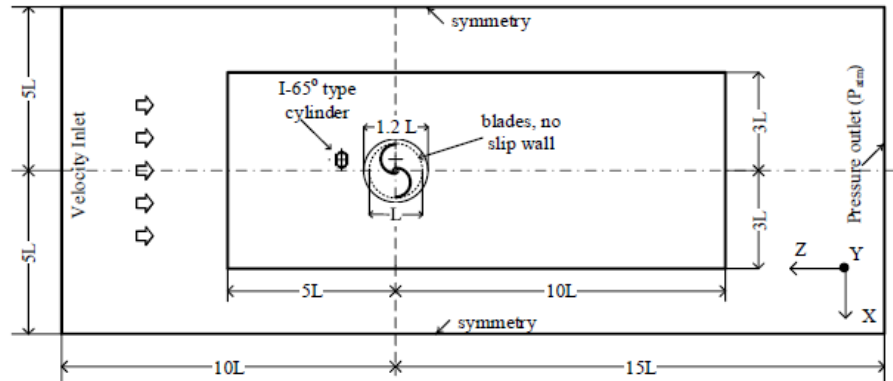
Sakti et al (2019) melakukan studi eksperimen dan numerik terhadap turbin angin Savonius dengan pemberian silinder yang dipotong 65 derajat di kedua sisinya (Silinder jenis I-65). Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh pemberian silinder jenis I-65 yang diletakkan di depan sudu *returning* terhadap performa turbin Savonius tersebut. Performa tersebut dapat ditinjau dari hasil *Coefficient of moment*, *Coefficient of power*, dan kemampuan *self-starting*. Serta akan dilihat juga kontur tekanan dan kontur kecepatannya.

Simulasi dilakukan dengan dua metode yakni yang pertama adalah secara eksperimen dan yang kedua adalah secara numerik. Gambar 2.35 menunjukkan konfigurasi turbin angin Savonius dengan pemberian silinder I-65 yang diletakkan di depan sudu *Returning*. Dengan nilai  $d = 88,5$  mm,  $D = 165,2$  mm ( $d/D = 0,54$  mm) dan  $S/D = 1,4$ .



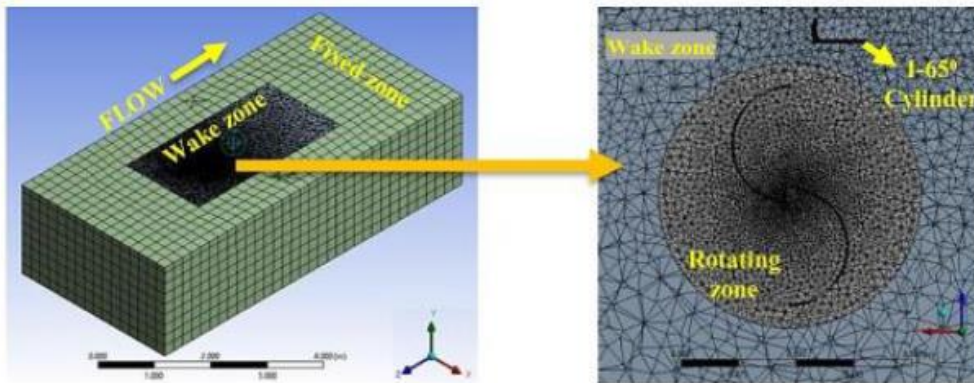
**Gambar 2.35** Konfigurasi Turbin Angin Savonius dengan Penambahan Silinder I-65° (Sakti et al., 2019)

Metode eksperimen dilakukan dengan mengukur Torsi turbin dengan pembebanan pada rotor secara bertahap dari kondisi awal hingga beban maksimal yang ditandai dengan berhentinya rotor. Metode numerik juga dilakukan untuk memvalidasi hasil dari eksperimen. Simulasi yang dilakukan adalah simulasi 3D. Domain komputasi ditunjukkan pada gambar 2.36. Di mana terdapat daerah *stationary*, daerah *wake* dan daerah *rotating*. Untuk kondisi batasnya terdapat *velocity inlet*, *pressure outlet*, *symmetry* dan *interface* antara zona *wake* dan zona *rotating*.



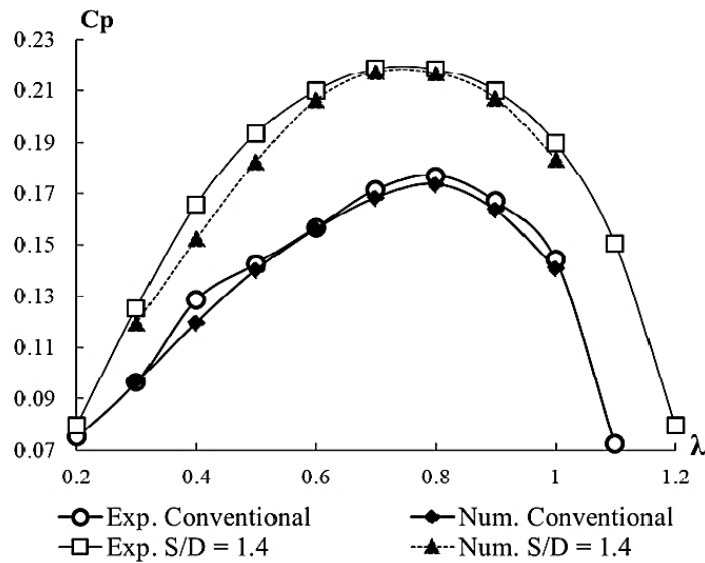
**Gambar 2.36** Domain dan *Boundary Condition* simulasi Turbin Angin Savonius (Sakti et al., 2019)

Gambar 2.37 menunjukkan *meshing* dari domain turbin Savonius. *Mesh* untuk daerah turbin (zona *wake* dan zona *rotating*) menggunakan *mesh* jenis *unstructured*. Sedangkan untuk daerah *stationary* atau *fix* menggunakan *mesh* jenis structural tetrahedron. Simulasi dilakukan dengan menggunakan model turbulen *k-epsilon realizable* dengan *enhanced wall treatment*. Alirannya adalah aliran *unsteady* dengan *Sliding Mesh* model.



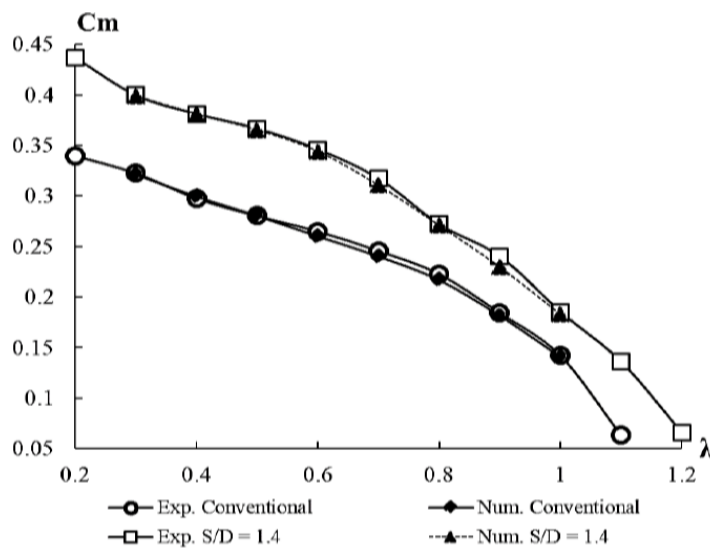
**Gambar 2.37** Hasil *meshing* dari Turbin Savonius (Sakti et al., 2019)

Hasil simulasi dapat dilihat pada gambar 2.38 yang menunjukkan perbandingan *Coefficient of power* dari turbin Savonius konvensional dengan penambahan silinder I-65 dari metode eksperimen dan numerik berdasarkan fungsi *tip speed ratio*. Berdasarkan grafik, dapat diketahui bahwa penambahan silinder I-65 dapat meningkatkan daya dari turbin. Untuk data hasil eksperimen, terlihat bahwa  $C_{p_{max}}$  dari turbin meningkat sebesar 23,16% daripada turbin konvensional, yakni dari 0,177 menjadi 0,218 pada TSR 0,8. Sedangkan untuk data hasil numerik, penambahan silinder dapat meningkatkan  $C_{p_{max}}$  turbin sebesar 25,32 % dari turbin konvensional. Berdasarkan data tersebut juga didapatkan bahwa tidak ada perbedaan jauh antara hasil eksperimen dan numerik dimana perbedaannya tidak lebih dari 5 %.



**Gambar 2.38** Perbandingan nilai *Coefficient of Power* dari Turbin Savonius Konvensional dan Turbin Savonius dengan Penambahan Silinder I-65 Dari Metode Eksperimen Dan Numerik Berdasarkan Fungsi *Tip Speed Ratio* (Sakti et al., 2019)

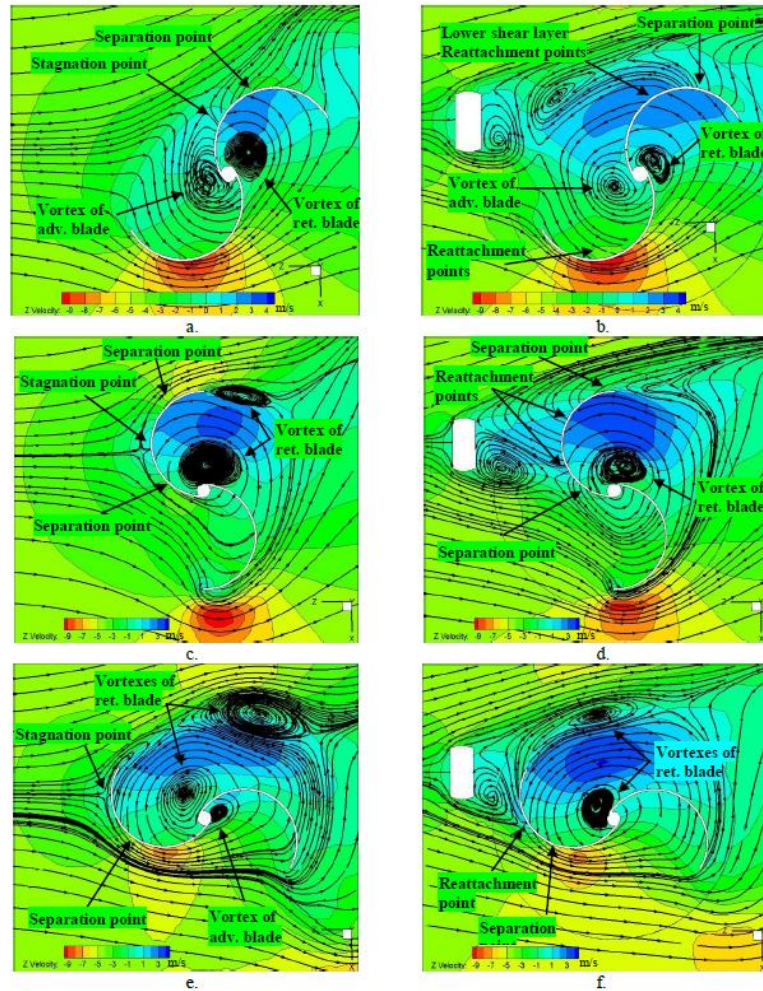
Gambar 2.39 menunjukkan nilai *coefficient of moment* dari turbin Savonius berdasarkan fungsi *tip speed ratio* untuk metode eksperimen dan numerik. Berdasarkan grafik, terlihat bahwa pemberian silinder jenis I-65 dapat meningkatkan *coefficient of moment*. Serta perbedaan hasil terjauh untuk metode eksperimen dan numerik terjadi pada TSR 0,8 untuk turbin konvensional dan pada TSR 0,9 untuk turbin dengan penambahan silinder I-65. Dengan meningkatnya *coefficient of moment*, dapat meningkatkan performa turbin.



**Gambar 2.39** Pengaruh Penambahan Silinder I-65 pada Nilai *Coefficient of Moment* dari turbin Savonius berdasarkan fungsi *tip speed ratio* untuk metode eksperimen dan numerik. (Sakti et al., 2019)

Kemudian kontur kecepatan dari turbin konvensional dan turbin dengan silinder I-65 pada sudut  $30^\circ, 90^\circ, 150^\circ$  dan  $TSR = 0,8$  ditampilkan pada gambar 2.40. Pada saat sudut  $30^\circ$  untuk turbin konvensional titik stagnasi terjadi pada permukaan sisi cembung sudu *returning*. Titik separasi ditentukan ketika aliran berkurang akibat melawan gesekan permukaan sudu dan

*adverse pressure gradient* lalu terjadi separasi. Lalu pada daerah sekitar rotor, timbul *vortex* akibat rotasi dari turbin. Pada turbin dengan penambahan silinder jenis I-65, terdapat titik *lower shear layer reattachment* yang bergeser dari titik stagnasi pada turbin konvensional. Hal ini menyebabkan penundaan titik separasi dan pengurangan lebar daerah *wake* yang dapat mengurangi tekanan *drag*. Tekanan *drag* yang berkurang dapat meningkatkan torsi dari turbin. Hal yang sama juga terjadi pada sudut  $90^\circ$  dan  $150^\circ$ , namun peningkatan torsi lebih kecil daripada saat sudut  $30^\circ$ . Dengan meningkatkan torsi dari turbin maka dapat meningkatkan performa turbin.



**Gambar 2.40** Kontur Kecepatan dari Turbin Konvensional dan Turbin dengan Penambahan Silinder I-65 pada sudut  $30^\circ, 90^\circ, 150^\circ$  dan  $TSR = 0,8$  (Sakti et al., 2019)

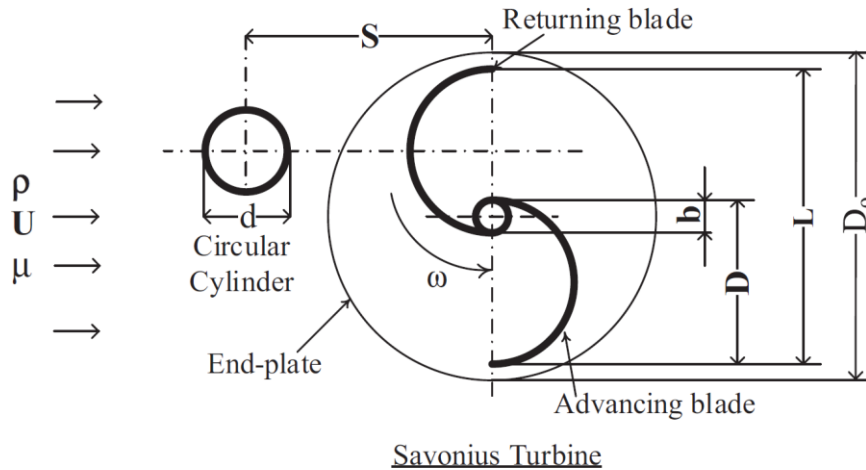
Penelitian ini menyimpulkan bahwa pemberian silinder I-65 di depan sudu *returning* turbin Savonius dapat meningkatkan performa dari turbin. Berdasarkan hasil eksperimen, didapatkan bahwa penambahan silinder I-65 di depan sudu *returning* dapat meningkatkan *coefficient of power*. Dimana ditunjukkan dengan besar *Coefficient of Power* yang meningkat sekitar 23,6% dari turbin Savonius konvensional saat  $TSR$  0,8.

### 2.13.8 Tri Yogi et al (2020)

Tri Yogi et al (2020) melakukan studi eksperimen terhadap turbin angin Savonius dengan pemberian silinder pengganggu. Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh pemberian silinder yang diletakkan di depan sudu *returning* terhadap performa turbin Savonius

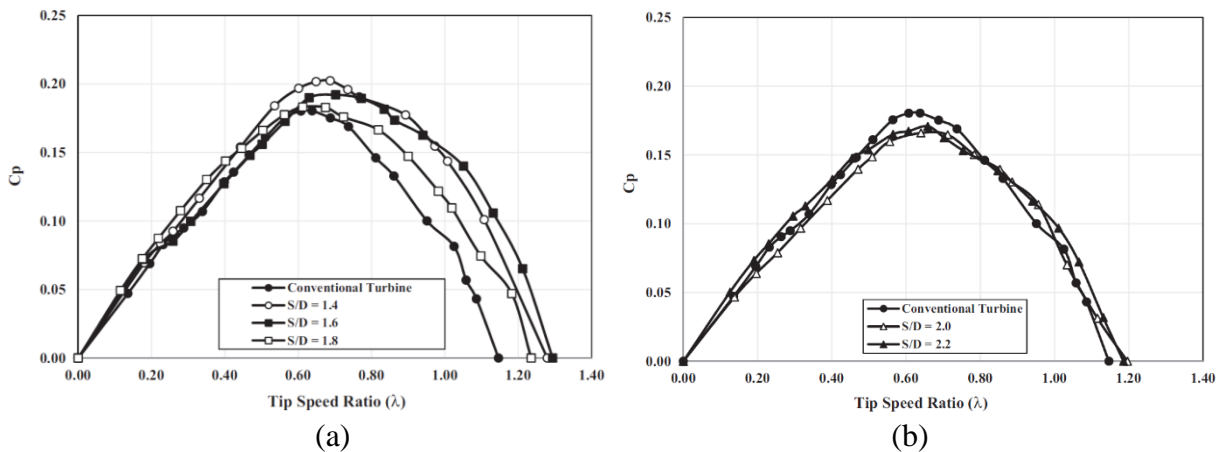
tersebut. Performa tersebut dapat ditinjau dari hasil *Coefficient of moment*, *Coefficient of power*, dan Torsi statis.

Penelitian ini menggunakan turbin angin Savonius dengan diameter sudu ( $D$ ) sebesar 165,2 mm, tinggi ( $H$ ) sebesar 294,4 mm, dan diameter poros ( $e$ ) = 19 mm. Kemudian silinder sirkular pengganggu dengan diameter ( $d$ ) = 88,5 mm diletakkan di depan sudu *returning* turbin sehingga rasio  $d/D$  adalah 0.54. Konfigurasi turbin dapat dilihat pada gambar 2.41. Silinder pengganggu diletakkan dengan variasi jarak ( $S/D$ ) = 1,4, 1,6, 1,8, 2,0, dan 2,2. Sedangkan bilangan Reynolds ( $Re$ ) dalam penelitian ini adalah  $9,9 \times 10^4$ . Penelitian ini dilakukan dengan menggunakan *axial fan*.



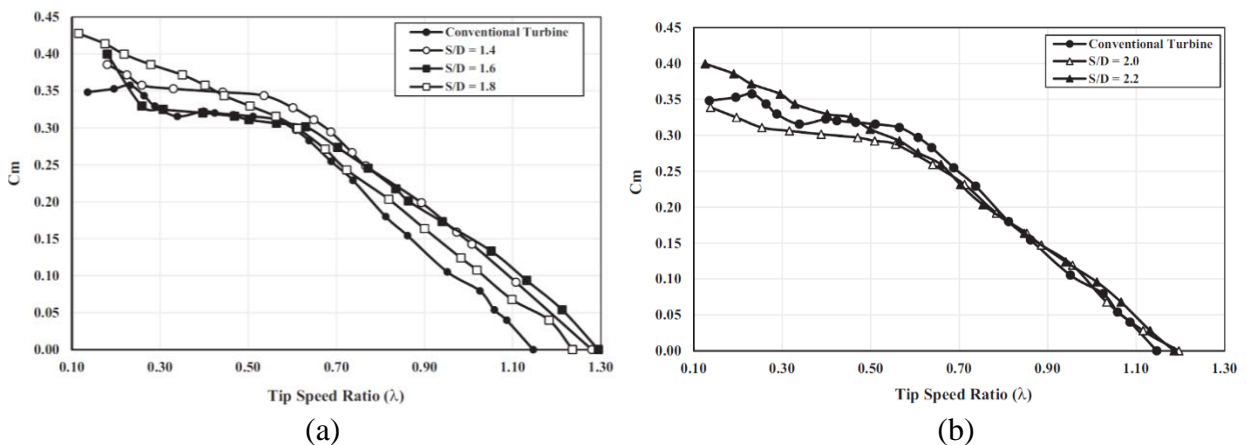
**Gambar 2.41** Konfigurasi Turbin Angin Savonius dengan Penambahan Silinder Pengganggu di depan sudu *returning* (Tri Yogi et al., 2020)

Gambar 2.42 menunjukkan nilai *Coefficient of Power* ( $C_p$ ) dari turbin angin Savonius berdasarkan fungsi *Tip Speed Ratio* (TSR) dengan variasi diameter silinder pengganggu. Berdasarkan gambar 2.42(a), terlihat bahwa nilai  $C_p$  meningkat ketika diberi silinder di depan sudu *returning* dengan jarak  $S/D = 1,4, 1,6$  dan  $1,8$ . Peningkatan tertinggi nilai  $C_p$  didapatkan ketika menambahkan silinder pengganggu dengan jarak  $S/D = 1,4$  yakni naik sebesar 12,2 % pada TSR sekitar 0,65, 0,7, dan 0,67. Hal ini disebabkan karena dengan penambahan silinder pengganggu dapat mengurangi gaya *drag* pada sudu *returning*. Pengurangan gaya *drag* dapat terjadi karena *shear layer* dari silinder sirkular pengganggu akan mengenai sudu *returning* kemudian proses separasi akan tertunda dan menyebabkan gaya *drag* pada sudu *returning* berkurang. Gambar 2.42(b) menunjukkan nilai  $C_p$  dari turbin angin Savonius berdasarkan fungsi TSR dengan silinder pengganggu di depan sudu *returning* dengan jarak yang jauh yakni  $S/D > 1,8$ . Berdasarkan grafik tersebut, diketahui bahwa nilai  $C_p$  tidak terlihat ada perubahan dan nilainya hampir sama dengan turbin konvensional tanpa silinder. Hal ini disebabkan karena penambahan silinder pengganggu dengan jarak yang jauh tidak terlalu memberikan pengaruh terhadap turbin. Dengan jarak tersebut, turbin dan silinder dianggap dua objek yang berdiri sendiri tanpa mempengaruhi satu sama lain



**Gambar 2.42** Grafik Nilai *Coefficient of Power* Berdasarkan Fungsi *Tip Speed Ratio* dengan (a) Jarak  $S/D = 1,4, 1,6, \text{ dan } 1,8$  (b) Jarak  $S/D = 2,0 \text{ dan } 2,2$  (Tri Yogi et al., 2020)

Gambar 2.43 menunjukkan nilai *coefficient of moment* ( $C_m$ ) turbin angin Savonius berdasarkan fungsi *tip speed ratio* ( $\lambda$ ) dengan variasi penambahan silinder pengganggu di depan sudu *returning*. Berdasarkan gambar 2.43(a), dapat dilihat bahwa dengan penambahan silinder pengganggu dengan jarak  $S/D$  1,4, 1,6, dan 1,8 dapat meningkatkan nilai  $C_m$  dari turbin angin Savonius. Peningkatan nilai  $C_m$  ini menunjukkan bahwa penambahan silinder pengganggu dapat meningkatkan torsi positif. Torsi positif yang meningkat dapat membuat turbin angin Savonius menghasilkan daya yang lebih besar. Namun ketika silinder pengganggu diletakkan dengan jarak yang jauh dari sudu *returning* yakni saat  $S/D > 1,8$ , nilai  $C_m$  yang dihasilkan berbeda-beda seperti yang terlihat pada gambar 2.43(b). Ketika  $TSR < 0,44$  diketahui bahwa nilai  $C_m$  turbin konvensional lebih rendah dibandingkan dengan nilai  $C_m$  turbin setelah ditambahkan silinder pada jarak  $S/D = 2,2$ , tetapi lebih tinggi saat  $S/D = 2$ .



**Gambar 2.43** Grafik Nilai *Coefficient of Moment* Berdasarkan Fungsi *Tip Speed Ratio* dengan (a) Jarak  $S/D = 1,4, 1,6, \text{ dan } 1,8$  (b) Jarak  $S/D = 2,0 \text{ dan } 2,2$  (Tri Yogi et al., 2020)

Penelitian ini menyimpulkan bahwa pemberian silinder sirkular pengganggu di depan sudu *returning* turbin angin Savonius dengan variasi jarak ( $S/D$ ) dapat meningkatkan performa dari turbin. Berdasarkan hasil eksperimen, didapatkan bahwa penambahan silinder di depan sudu *returning* dengan jarak  $S/D < 1,8$  dapat meningkatkan *coefficient of power*. Nilai  $C_p$  paling tinggi didapatkan saat jarak silinder  $S/D = 1,4$  di mana ditunjukkan dengan besar *Coefficient of Power* yang meningkat 12,2% dari turbin Savonius konvensional.

## BAB III METODOLOGI PENELITIAN

### 3.1 Variasi dan Domain Simulasi

#### 3.1.1 Variasi

Penelitian ini dilakukan dengan metode numerik menggunakan *software* ANSYS Fluent 2021 R2 dengan tiga tahapan, yaitu *pre-processing*, *processing*, dan *post processing*. Model yang digunakan untuk penelitian ini berupa geometri dua dimensi dari turbin angin Savonius dengan pemberian silinder pengganggu di samping sudu *advancing* di depan sudu *returning*. Parameter dan variasi untuk penelitian ini dapat dilihat pada tabel 3.1.

**Tabel 3. 1** Variasi Penelitian

Parameter	Nilai
Jenis turbin	Turbin angin Savonius dengan penambahan silinder dengan diameter 82,6 mm di samping sudu <i>advancing</i> dengan jarak Y/D = 1,42, 1,51 untuk konfigurasi A dan penambahan silinder di depan sudu <i>returning</i> dengan jarak S/D = 1,42, 1,51 dan di samping sudu <i>advancing</i> dengan jarak Y/D = 1,42, 1,51 untuk konfigurasi B
Kecepatan angin	4 m/s
Metode	Dua dimensi
<i>Rotating Domain</i>	Berputar dengan RPM konstan sesuai TSR
<i>Solver type</i>	<i>Pressure based</i>
Model viscous	<i>Realizable k-ε</i>
<i>Pressure-velocity coupling scheme</i>	<i>Coupled</i>
<i>Gradient</i>	<i>Least square cell based</i>
<i>Pressure</i>	<i>Second order upwind</i>
<i>Momentum</i>	<i>Second order upwind</i>
<i>Turbulent kinetic energy</i>	<i>Second order upwind</i>
<i>Specific dissipation rate</i>	<i>Second order upwind</i>
Kriteria konvergensi	$10^{-5}$

#### 3.1.2 Domain Simulasi

Penelitian ini dilakukan dalam kondisi turbin Savonius yang berputar. Sehingga terdapat dua *domain* yang digunakan, yakni *stationary domain* dan *rotating domain*. *Stationary domain* merupakan *domain* yang dilewati fluida, tidak bergerak, dan ditunjukkan dalam bentuk persegi panjang. *Rotating domain* merupakan *domain* yang dilewati fluida, bergerak, dan berbentuk lingkaran yang mengelilingi geometri turbin Savonius.

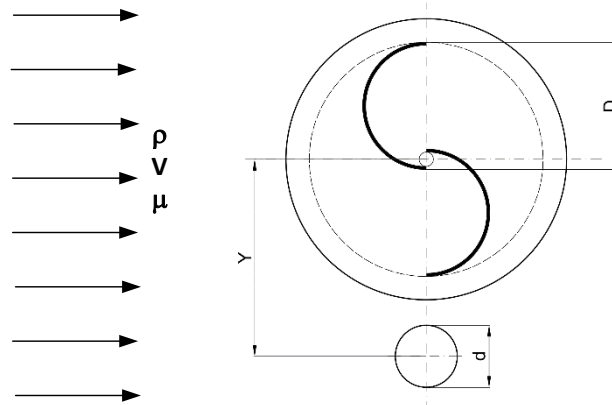
### 3.2 Tahap *Pre-Processing*

#### 3.2.1 Pembuatan Geometri dan *Meshing*

Tahap *pre-processing* merupakan tahap pembuatan model dari turbin angin Savonius yang akan digunakan dalam analisa numerik. Pembuatan geometri meliputi pembuatan *domain* di sekitar model yang digunakan. Gambar model turbin angin Savonius dan ukuran geometri turbin beserta silinder yang digunakan dalam penelitian ini ditunjukkan pada tabel berikut ini.

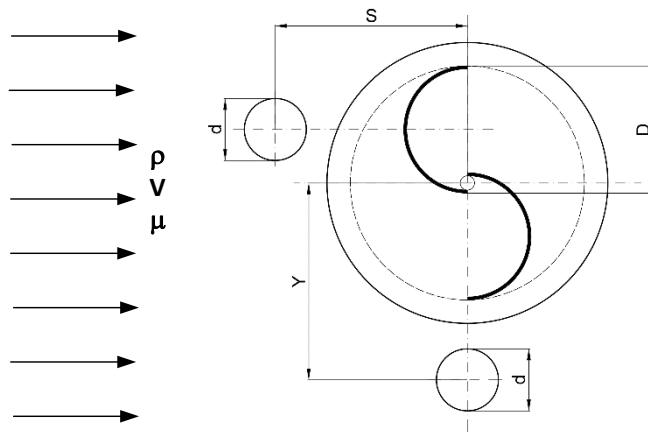
**Tabel 3. 2** Ukuran Geometri Turbin

Konfigurasi	Diameter Sudu Turbin D (mm)	Diameter Turbin L (mm)	Diameter Silinder d (mm)	Rasio Jarak Vertikal Silinder dengan Diameter Sudu (Y/D)	Jarak Vertikal Silinder Y (mm)	Rasio Jarak Horizontal Silinder dengan Diameter Sudu (S/D)	Jarak Horizontal Silinder S (mm)
A	165,2	311,4	82,6	1,42	234	-	-
A	165,2	311,4	82,6	1,51	250	-	-
B	165,2	311,4	82,6	1,42	234	1,42	234
B	165,2	311,4	82,6	1,51	250	1,51	250



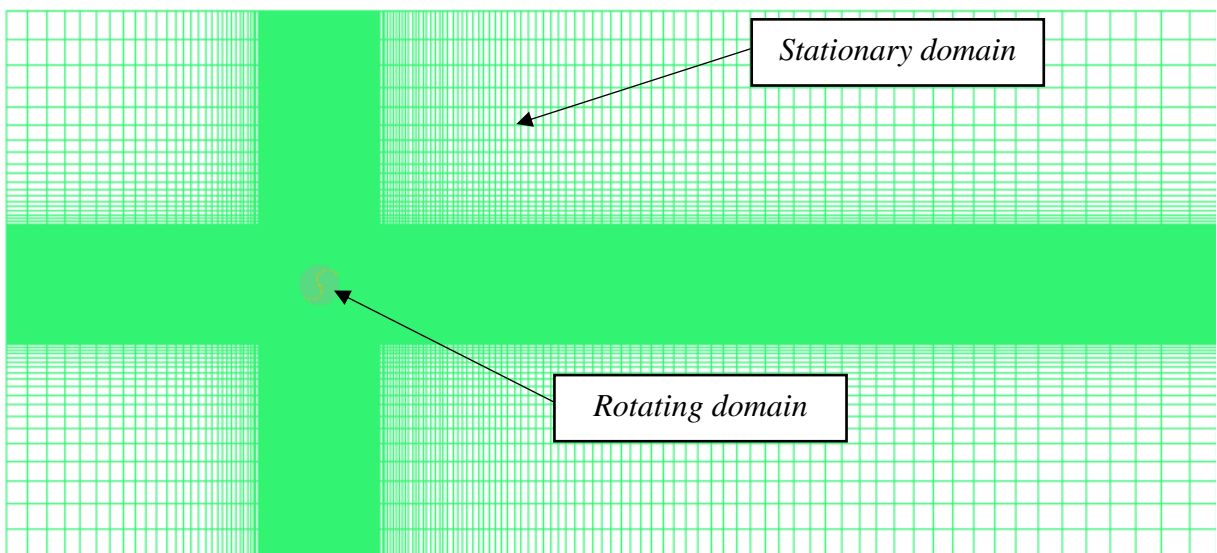
**Gambar 3. 1** Geometri Turbin Angin Savonius dengan Penambahan silinder (a) di samping sudu *advancing* untuk konfigurasi A



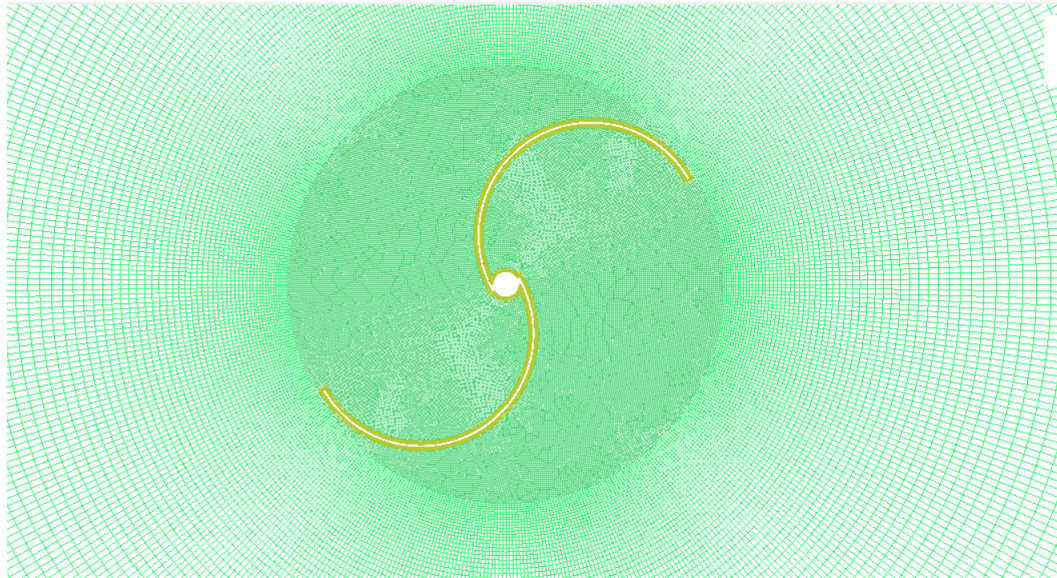


**Gambar 3. 2** Geometri Turbin Angin Savonius dengan Penambahan Silinder di Samping Sudu *Advancing* dan di Depan Sudu *Returning* untuk Konfigurasi B

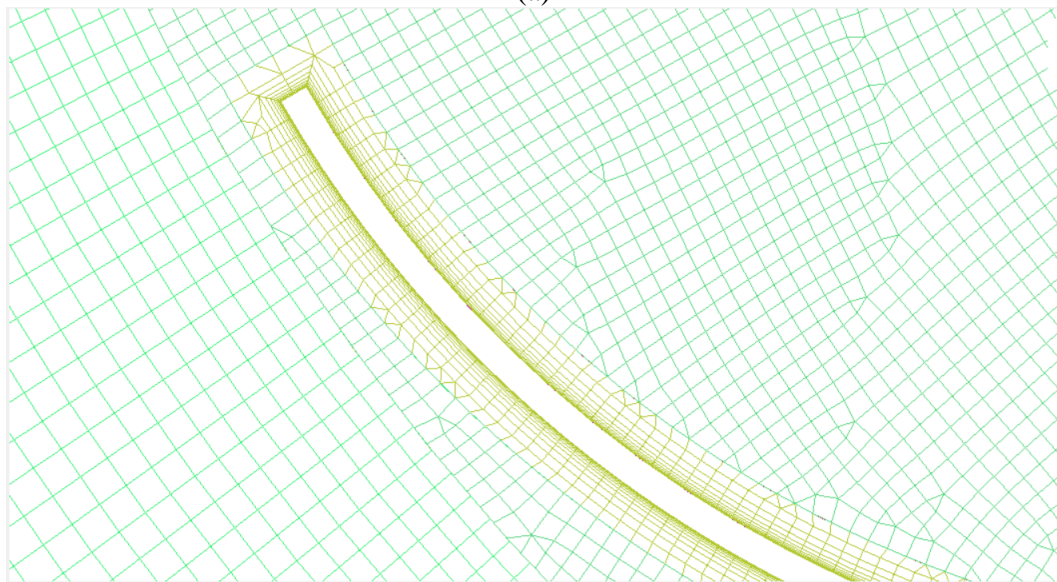
Pembuatan *meshing* merupakan pembagian geometri yang telah dibuat menjadi elemen-elemen kecil sehingga parameter yang ditentukan dapat diaplikasikan ke setiap bagian elemen kecil tersebut. Proses *meshing* dilakukan dengan melakukan penamaan bagian-bagian, kemudian pembuatan *blocking*. Setelah itu dapat dilakukan pembuatan *meshing* garis dan *face*. *Meshing* dilakukan pada *stationary domain* dan *rotating domain*. Untuk *stationary domain* menggunakan *structured mesh*. Sedangkan untuk *rotating domain* menggunakan *unstructured mesh quad dominant*. Struktur mesh dibuat lebih rapat di dekat dinding *blade* dengan menggunakan *software* ICEM CFD seperti pada gambar 3.2



**Gambar 3. 3** Gambar *Meshing* Turbin Angin Savonius Menggunakan *Software* ICEM CFD 2021 R2



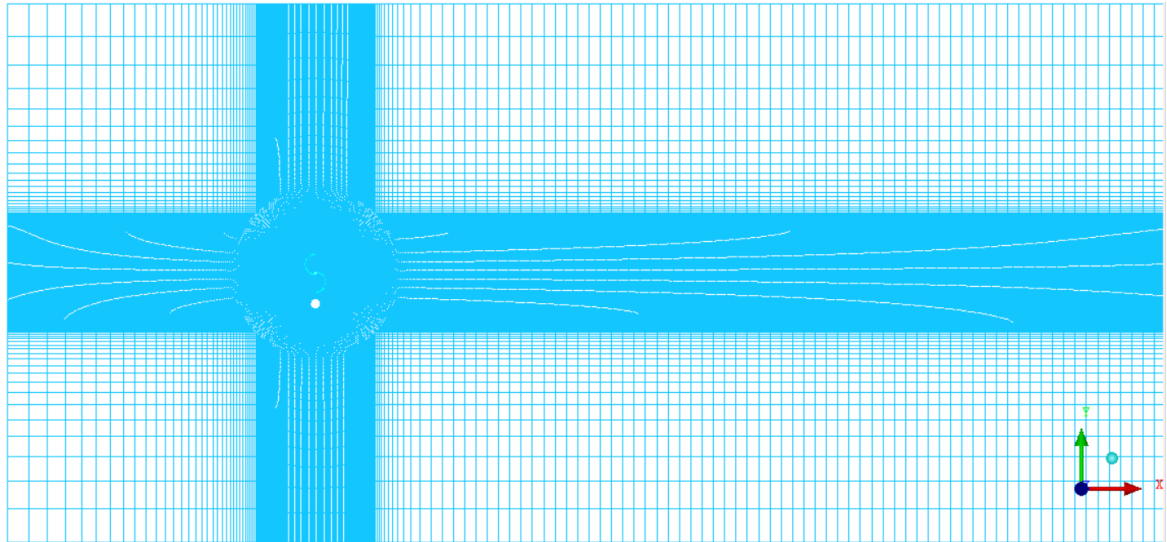
(a)



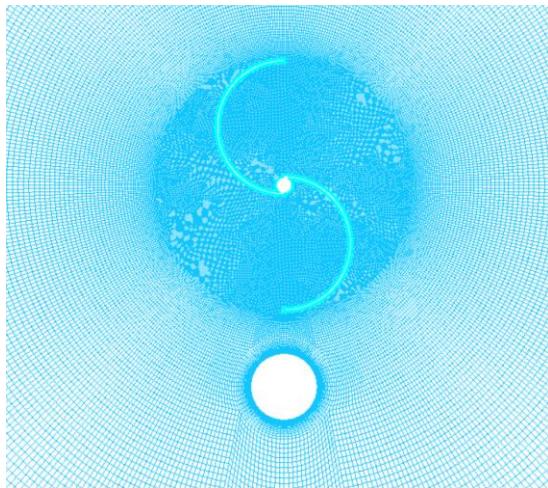
(b)

**Gambar 3. 4** Perbesaran Gambar *Meshing* Turbin Angin Savonius Menggunakan *Software* ICEM CFD 2021 R2 (a) sekitar rotor, (b) dekat sudu

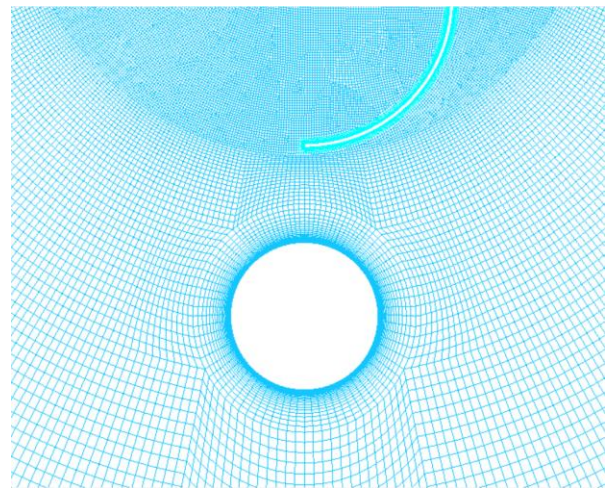
Gambar 3.5, 3.6, dan 3.7 menunjukkan *meshing* yang digunakan saat melakukan simulasi turbin dengan penambahan silinder di samping sudu *advancing* (Y/D) untuk konfigurasi pertama. Dan juga *meshing* turbin dengan penambahan silinder di samping sudu *advancing* (Y/D) dan di samping sudu *returning* (S/D) untuk konfigurasi kedua.



(a)

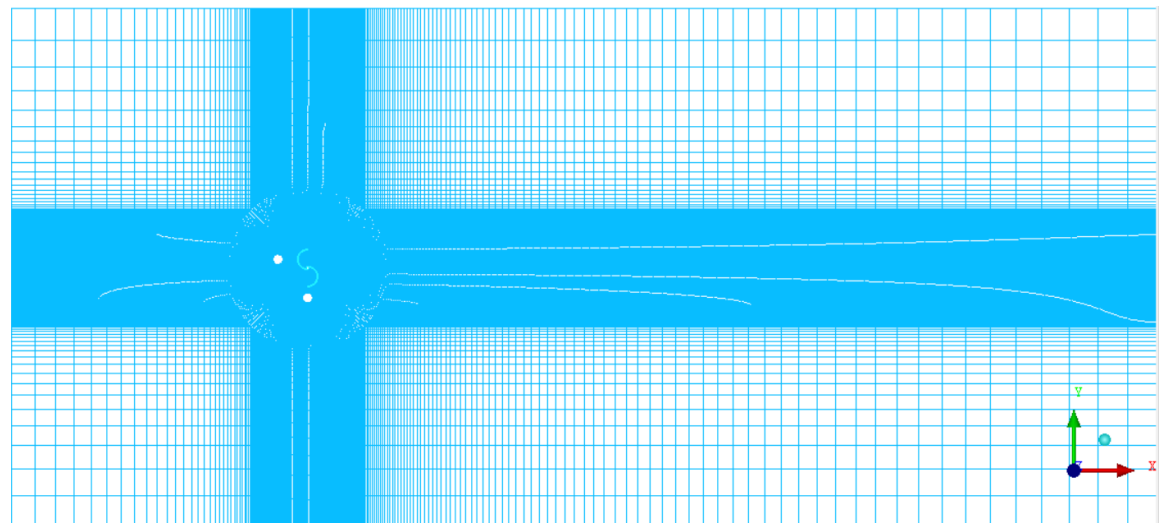


(b)

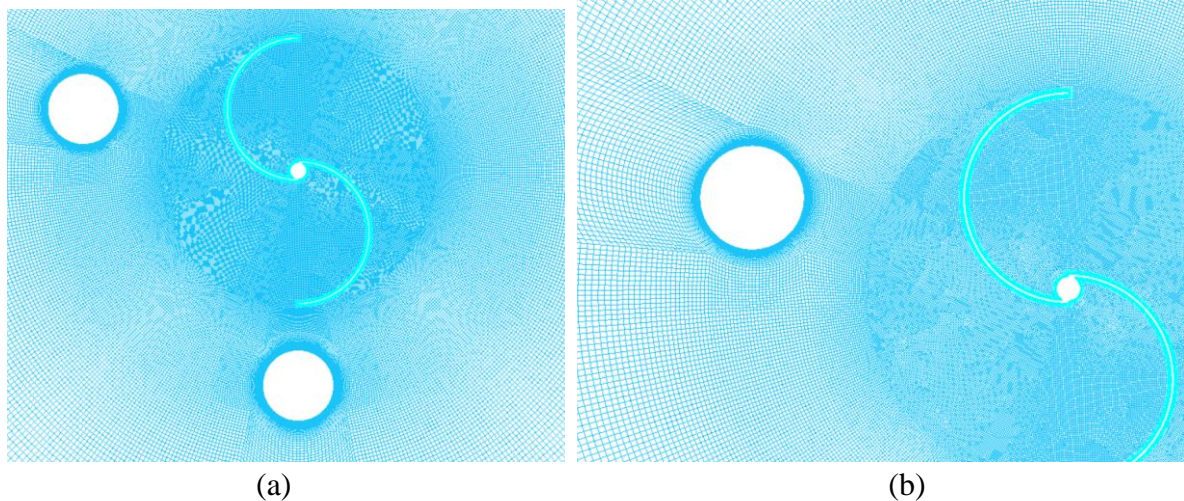


(c)

**Gambar 3. 5** Perbesaran Gambar *Meshing* Turbin Angin Savonius dengan Variasi Konfigurasi Pertama (a) *meshing* keseluruhan (b) sekitar rotor, (c) sekitar silinder



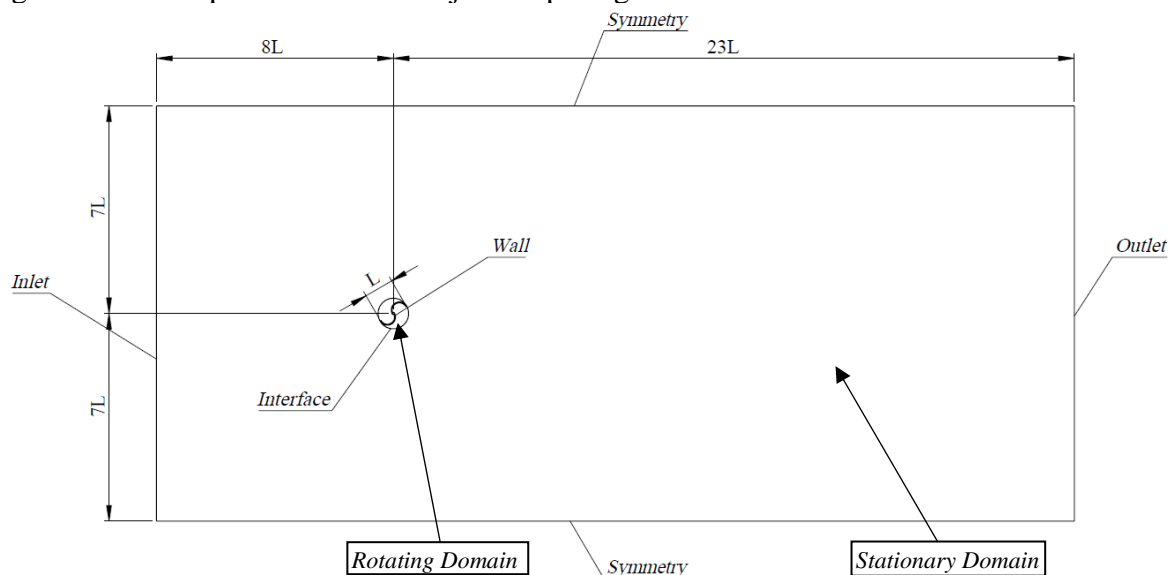
**Gambar 3. 6** Gambar Keseluruhan *Meshing* Turbin Angin Savonius Variasi Konfigurasi Kedua



**Gambar 3. 7** Perbesaran Gambar *Meshing* Turbin Angin Savonius Menggunakan *Software* ICEM CFD 2021 R2 (a) sekitar rotor, (b) sekitar silinder

### 3.2.2 *Boundary Condition*

*Boundary condition* merupakan tahap untuk menentukan parameter pada batasan-batasan yang terjadi pada aliran yang melewati benda uji. Batasan-batasan pada penelitian ini adalah bagian *inlet*, *outlet*, *symmetry*, *wall*, dan *interface*. *Boundary condition* untuk inlet adalah menggunakan *velocity inlet*, untuk *outlet* menggunakan *pressure outlet*, untuk *symmetry* menggunakan *symmetry*, untuk sudu turbin menggunakan *wall* dan untuk *interface rotating domain* dan *stationary domain* menggunakan *interface*. Kecepatan untuk *inlet* menggunakan 4 m/s. Nilai *Turbulent Intensity* yang digunakan sebesar 1 %. Sedangkan untuk nilai *turbulent length scale* yang digunakan adalah sebesar 0.03 (Syarifah, 2022). *Boundary condition* yang digunakan untuk penelitian ini ditunjukkan pada gambar 3.3.



**Gambar 3. 8** *Boundary Condition* Penelitian

### 3.3 Tahap *Processing*

Hasil *domain* dan *meshing* yang telah dibuat kemudian diekspor ke *software* ANSYS FLUENT 2021 R2 untuk masuk ke dalam tahap *solver*. Tahapan pada *solver* adalah sebagai berikut:

### 3.3.1 General

Pada tahap ini *solver* yang digunakan adalah *pressure Based* dan *transient* pada pilihan *time* karena simulasi yang digunakan adalah *transient*.

### 3.3.2 Models

Pada tahap *models* dilakukan pemilihan karakteristik dari aliran fluida meliputi pemilihan model turbulensi. Model turbulensi yang digunakan dalam penelitian ini adalah Realizable k- $\epsilon$  dengan *Enhanced Wall Treatment* (Sakti et al., 2019).

### 3.3.3 Material

Pada penelitian ini menggunakan udara sebagai fluida kerja dengan densitas ( $\rho$ ) sebesar 1,17 kg/m<sup>3</sup> dan viskositas ( $\mu$ ) sebesar 1,86 x 10<sup>-5</sup> kg/m.s (Dewi, 2021).

### 3.3.4 Cell Zone Condition

Pada tahap ini menu *cell zone condition* digunakan untuk mengatur pemilihan *rotating zone* dan *stationary zone*. Untuk *rotating zone* menggunakan pengaturan berputar dengan variasi kecepatan sudut yang sebanding dengan variasi TSR sebesar 0,4, 0,5, 0,6, 0,7, 0,8, 1,0, dan 1,2.

### 3.3.5 Boundary Condition

Pada tahap ini kecepatan aliran fluida pada sisi *inlet* diatur dengan mengatur *velocity magnitude* dengan kecepatan 4 m/s. Kemudian untuk menu *turbulence Spesification method* menggunakan pilihan *Intensity* dan *Length Scale* dengan nilai *Turbulent Intensity* sebesar 1 % dan *Turbulent Length Scale* sebesar 0,03 m (Syarifah, 2022). Kemudian untuk bagian *wall* diatur dengan memilih pengaturan *moving wall* dan *motion rotational*.

### 3.3.6 Solution

Pada tahap ini dilakukan pengaturan untuk menentukan ketelitian dari perhitungan. Simulasi ini menggunakan metode *coupled* dan solusi *second order* untuk parameter *pressure*, *momentum*, *turbulent kinetic energy* dan *specific dissipation rate*.

### 3.3.7 Initialize

Tahap *initialize* merupakan tahap sebagai permulaan perhitungan iterasi. Proses ini merupakan perhitungan awal untuk memudahkan mencapai hasil yang konvergen.

### 3.3.8 Residual

*Residual* merupakan penentuan nilai *error* yang diinginkan ketika kriteria kovergensi dari iterasi yang dilakukan telah tercapai. Nilai *residual* yang ditetapkan sebesar 10<sup>-5</sup> untuk semua parameter. Ketika nilai residual mencapai 10<sup>-5</sup> maka proses iterasi dapat dihentikan. Apabila belum mencapai kriteria konvergensi, maka harus kembali ke tahap pembuatan *meshing*.

### 3.3.9 Run Calculation

Pada tahap ini dilakukan pengaturan berupa proses kalkulasi yaitu *time step size* sesuai pada tabel 3.3, *Number of Time Step* sebesar 3600 *time step* untuk 10 revolusi, dan *Max Iteration/Time Step* sebesar 70 iterasi.

**Tabel 3. 3** Parameter *Time Step Size*

V	TSR	Kecepatan Sudut (rad/s)	<i>Time Step Size</i> per 1° (s)
4	0,4	10,2894	0,001696242054
	0,5	12,8617	0,001356993643
	0,6	15,4341	0,001130828036
	0,7	18,0064	0,000969281174
	0,8	20,5788	0,000848121027
	1	25,7235	0,000679496822
	1,2	30,8682	0,000565414018

### 3.4 Tahap *Post Processing*

Pada tahap ini dilakukan analisa untuk data yang diperoleh pada tahap sebelumnya. Data yang akan dianalisa berupa *coefficient of moment* berdasarkan fungsi TSR dan sudut putar turbin, *coefficient of power* berdasarkan fungsi TSR, distribusi tekanan berdasarkan fungsi (x/s), kontur koefisien tekanan dan kontur kecepatan.

#### 3.4.1 Perhitungan Bilangan Reynolds

Bilangan Reynolds merupakan bilangan tak berdimensi dengan rumus sebagai berikut.

$$Re_L = \frac{\rho VL}{\mu}$$

Di mana :

$\rho$  = densitas udara (1,17 kg/m<sup>3</sup>)

V = kecepatan angin (m/s)

L = diameter turbin (m)

$\mu$  = viskositas udara (1,86 x 10<sup>-5</sup> kg/m.s)

Bilangan Reynolds yang digunakan dalam simulasi ini untuk turbin Savonius dengan kecepatan aliran 4 m/s dan diameter turbin 0,3114 m yaitu sebesar 78352

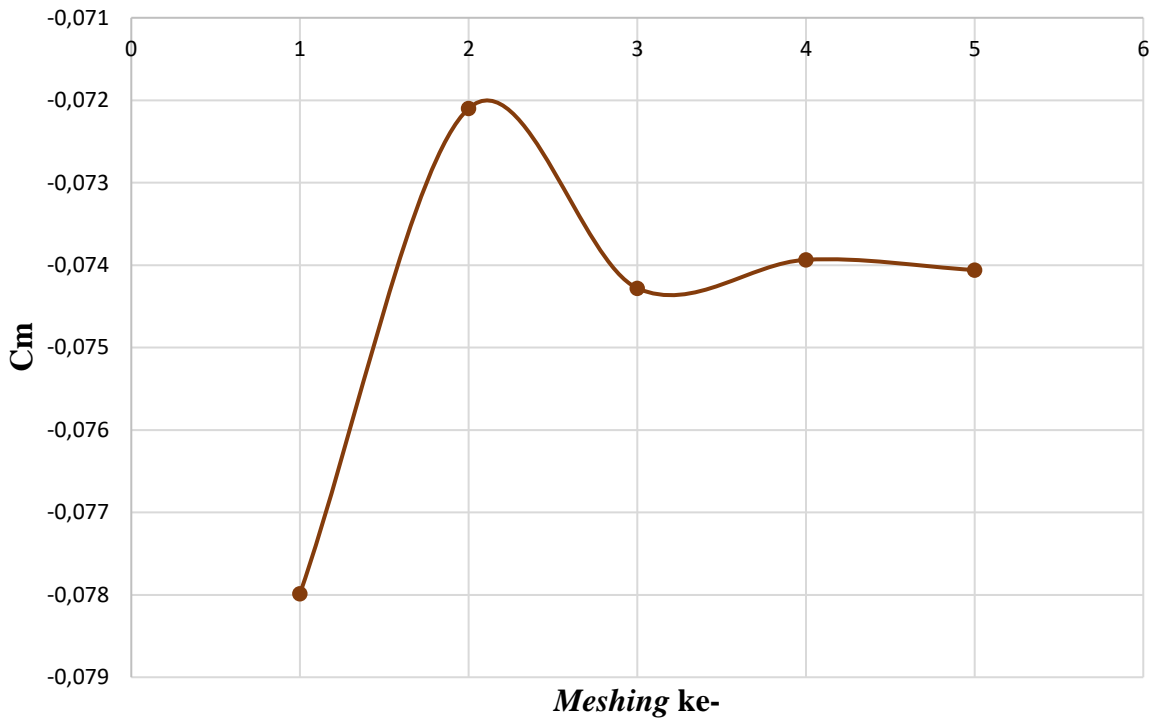
### 3.5 *Grid Independency Test*

*Grid independency test* merupakan tahap yang dilakukan dengan cara membuat *meshing* dengan jumlah elemen yang berbeda mulai dari elemen yang renggang hingga rapat. Tahap ini adalah bertujuan untuk menentukan *grid* paling optimal agar diperoleh hasil yang akurat dengan salah satu konfigurasi sebagai acuannya. Data hasil simulasi berupa koefisien momen dibandingkan dengan hasil simulasi konfigurasi acuan sehingga diperoleh hasil yang dinyatakan dalam presentase *error*. Presentase *error* ini merupakan *error* relatif dimana nilai

error yang baru di dapat dibandingkan terhadap nilai *error* yang didapat sebelumnya. Hasil *grid independency test* pada turbin angin Savonius ditunjukkan pada tabel 3.4.

**Tabel 3. 4** *Grid Independency Test* pada Turbin Angin Savonius Tanpa Penambahan Silinder

No	Jumlah Elemen Mesh	y+ max	Cm Minimum	Error (%)
1	46558	0,7704	-0,0779	
2	90110	0,7723	-0,0721	8,163
3	110206	0,7675	-0,0743	2,934
4	141317	0,7676	-0,0739	0,465
5	191227	0,7673	-0,0741	0,168

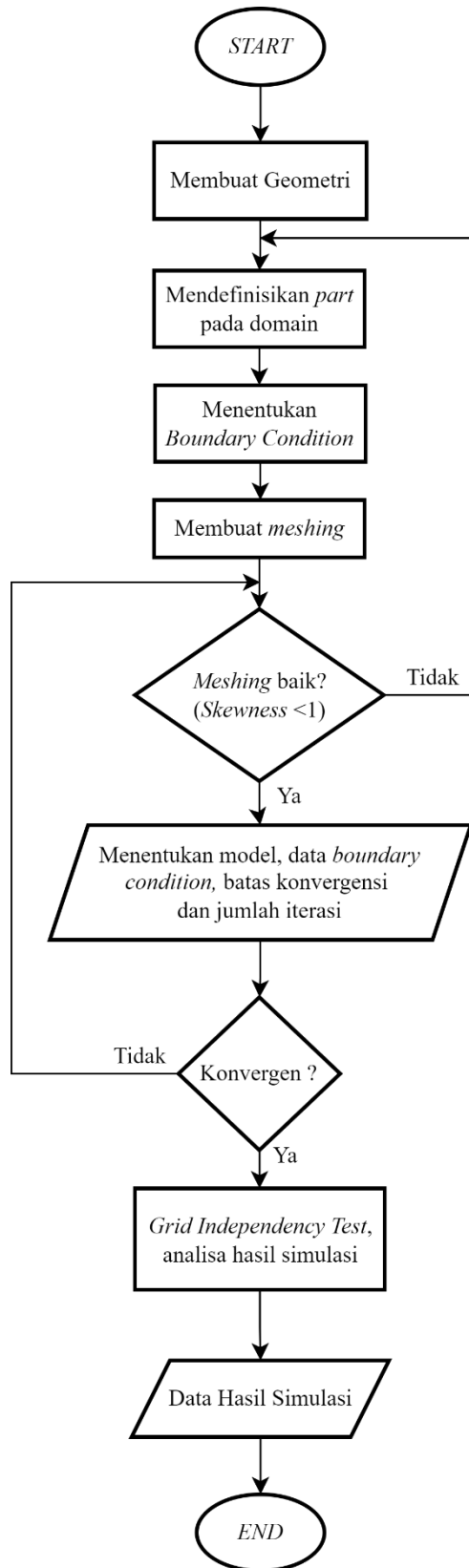


**Gambar 3. 9** Grafik *Grid Independency Test* Jenis meshing terhadap Nilai *Coefficient of Moment Minimum*

Berdasarkan tabel 3.4 dan gambar 3.5, *mesh* yang digunakan adalah *mesh* dengan jumlah elemen sebesar 110206 karena *coefficient of moment* pada puncak minimum yang dihasilkan sudah stabil karena ketika jumlah elemen ditambah tidak menghasilkan perbedaan nilai *coefficient of moment* yang besar dilihat dengan jumlah *error* yang kecil dan terlihat stabil pada grafik. Jika menggunakan *mesh* dengan jumlah elemen yang lebih banyak maka akan membutuhkan waktu komputasi yang lebih lama untuk menjalankan simulasi. Oleh karena itu dipilih *mesh* dengan jumlah elemen sebesar 110206.

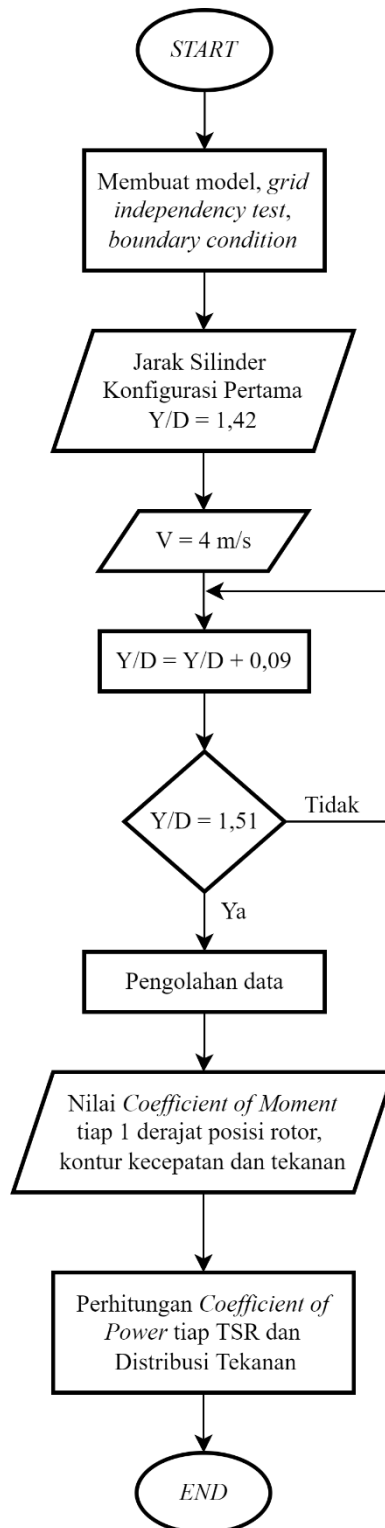
### 3.6 Diagram Alir

Berikut diagram alir dalam penelitian ini, ditunjukkan pada gambar 3.5, 3.6, dan 3.7.

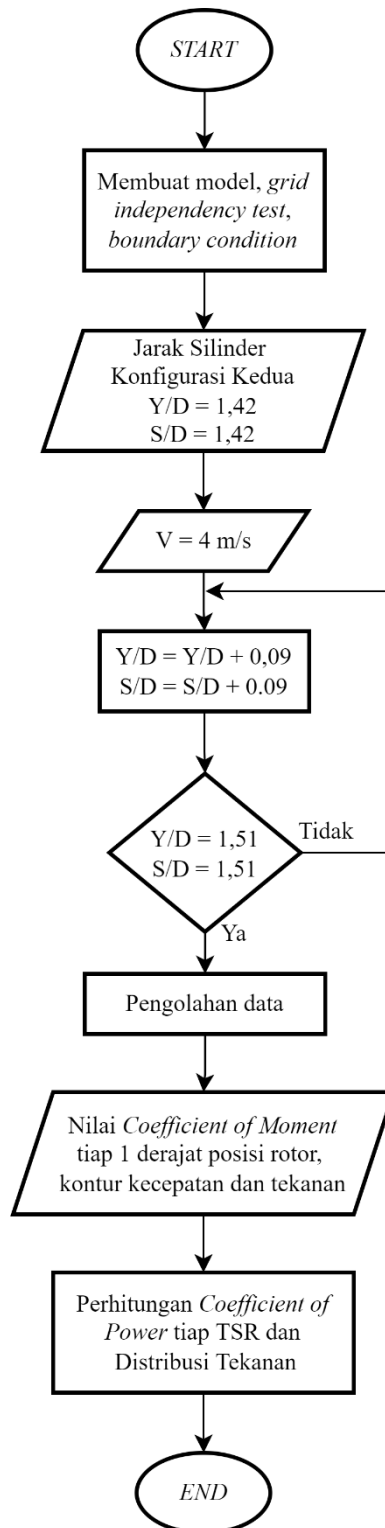


Gambar 3. 10 Flowchart Simulasi





**Gambar 3. 11** Flowchart Penelitian untuk Konfigurasi A



**Gambar 3. 12** Flowchart Penelitian untuk Konfigurasi B

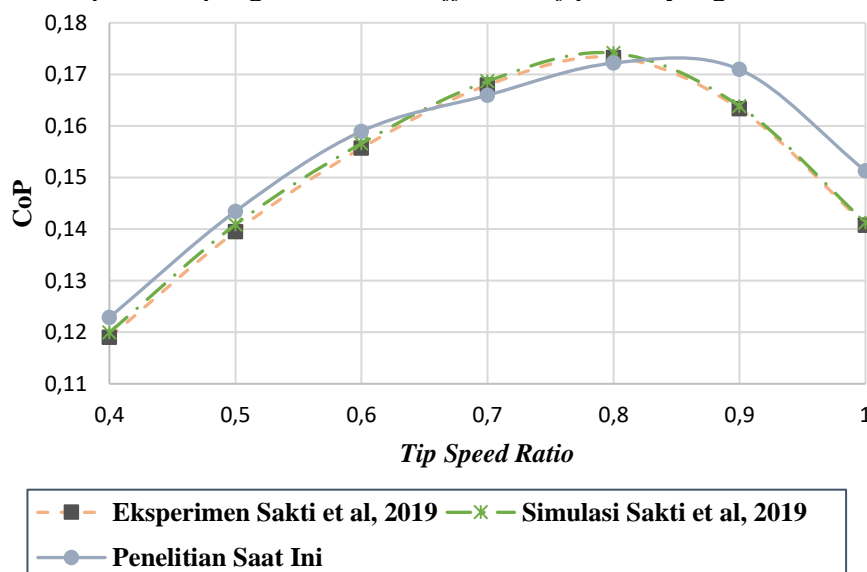
## BAB IV ANALISIS DAN DISKUSI

Pada bab ini berisi tentang hasil analisa dan diskusi dari analisa numerik untuk beberapa variasi yang telah dijabarkan pada tabel 3.2. Hasil yang akan ditampilkan pada bab ini berupa hasil kuantitatif dan hasil kualitatif. Hasil kuantitatif yang akan ditampilkan yakni berupa grafik *coefficient of moment* berdasarkan fungsi *tip speed ratio* dan sudut putar turbin, *coefficient of power* berdasarkan fungsi *tip speed ratio*, dan Grafik distribusi koefisien tekanan di sepanjang permukaan sudu. Untuk hasil kualitatif yang akan ditampilkan meliputi kontur kecepatan dan kontur koefisien tekanan dari turbin.

### 4.1 Komparasi Hasil Penelitian

Penelitian terdahulu yang digunakan sebagai data acuan pada tahap komparasi ini adalah penelitian dari Sakti et al (2019). Sakti melakukan studi eksperimen dan numerik turbin angin savonius dengan menggunakan kecepatan angin 5 m/s. Variasi yang digunakan adalah dengan menambahkan silinder jenis I-65 derajat.

Gambar 4.1 menunjukkan grafik perbandingan nilai *coefficient of power* dari turbin hasil penelitian yang dilakukan Sakti et al (2019) berupa eksperimen dan simulasi dengan penelitian saat ini. Simulasi yang dilakukan menggunakan konfigurasi ukuran turbin yang sama dengan milik Sakti et al (2019). Turbin angin Savonius diputar dengan kecepatan konstan sebesar 5 m/s. Simulasi dilakukan pada *tip speed ratio* 0,4, 0,5, 0,6, 0,7, 0,8, dan 1,0. Dengan menggunakan konfigurasi yang sama terlihat bahwa nilai *coefficient of power* yang didapatkan dari kedua penelitian memiliki tren yang sama, akan tetapi hasil penelitian saat ini memiliki nilai yang lebih tinggi. Penelitian Sakti et al (2019) memiliki nilai *coefficient of power* rata-rata sebesar 0,151 sedangkan untuk nilai *coefficient of power* rata-rata dari penelitian saat ini sebesar 0,157. Berdasarkan grafik terlihat bahwa ada sedikit perbedaan antara penelitian Sakti et al dan penelitian saat ini. Hal ini dapat disebabkan oleh bentuk geometri dari turbin yang sedikit berbeda. Di mana turbin angin Savonius yang digunakan oleh Sakti et al (2019) adalah sudu turbin yang halus mengikuti bentuk poros. Sedangkan turbin yang digunakan dalam penelitian saat ini adalah sudu turbin terletak di luar poros sehingga ada bagian yang runcing. Dari bentuk yang berbeda ini, dapat mempengaruhi nilai *coefficient of power* yang dihasilkan.



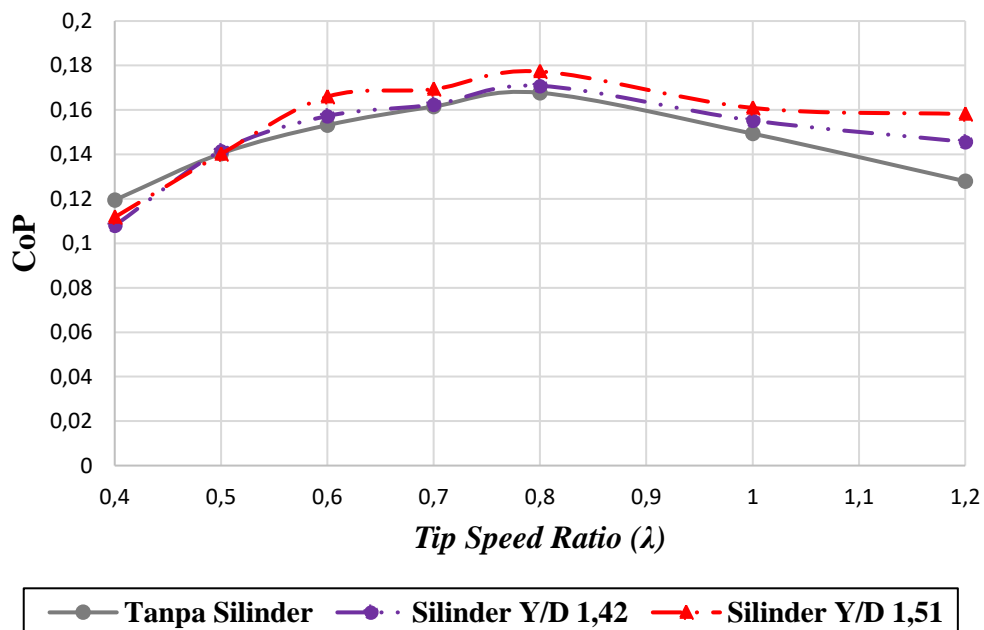
**Gambar 4. 1** Grafik Perbandingan Nilai *Coefficient of Power* (CoP) antara penelitian Sakti et al. 2019 dan Penelitian Saat Ini

## 4.2 Hasil Simulasi

Pada sub bab ini, hasil simulasi kuantitatif berupa nilai *coefficient of power*, *coefficient of moment*, distribusi tekanan serta hasil kualitatif berupa kontur kecepatan, dan kontur koefisien tekanan akan ditampilkan dan dijelaskan. Data-data tersebut akan ditampilkan dengan membandingkan antara tiap variasi turbin angin Savonius dengan turbin angin Savonius konvensional. Kecepatan yang digunakan dalam simulasi ini adalah 4 m/s.

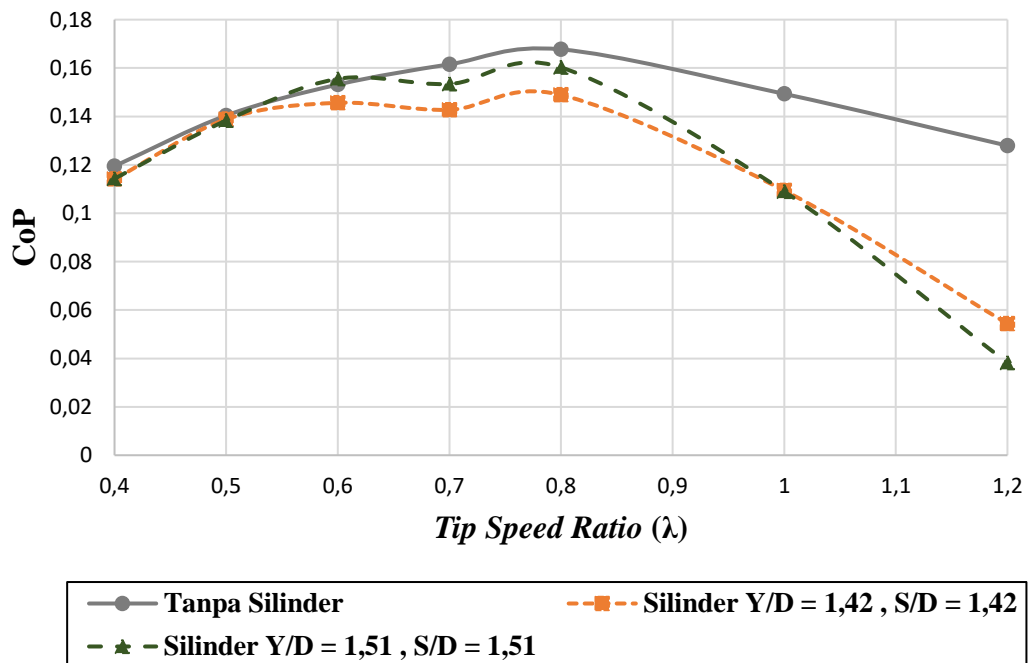
### 4.2.1. Coefficient of Power (CoP)

Pada sub bab ini akan membahas tentang nilai *coefficient of power* yang dihasilkan dari semua jenis turbin sehingga dapat diketahui apakah dengan menambahkan silinder pengganggu dapat meningkatkan performa dari turbin angin Savonius. Gambar 4.2 dan 4.3 menunjukkan grafik perbandingan nilai CoP berdasarkan fungsi TSR dari keempat variasi yakni dengan meletakkan silinder pengganggu di samping sudu *advancing* dengan variasi jarak  $Y/D = 1,42$  dan  $1,51$  untuk konfigurasi pertama dan silinder pengganggu di samping sudu *advancing* dan depan sudu *returning* dengan variasi jarak  $Y/D = 1,42$ ,  $S/D = 1,42$  dan  $Y/D = 1,51$ ,  $S/D = 1,51$  untuk konfigurasi kedua yang dibandingkan dengan turbin konvensional tanpa silinder. Berdasarkan grafik pada gambar 4.2, diketahui bahwa pada turbin dengan penambahan silinder di samping sudu *advancing*  $Y/D = 1,42$  memiliki nilai CoP yang naik seiring dengan peningkatan TSR dari TSR 0,4 hingga mencapai CoP maksimum saat TSR 0,8 dengan nilai CoP sebesar 0,17084. Kemudian di atas TSR 0,8 nilai CoP mulai menurun. Untuk turbin dengan penambahan silinder di samping sudu *advancing*  $Y/D = 1,51$  juga memiliki nilai CoP yang meningkat hingga pada TSR 0,8 dengan nilai CoP maksimum sebesar 0,177296. Setelah melewati TSR 0,8, nilai CoP kembali mengalami penurunan. Menurunnya nilai CoP pada TSR tinggi diakibatkan oleh kecepatan tangensial sudu yang melebihi kecepatan udara yang mengalir. Sehingga momentum yang ditransmisikan ke sudu turbin menjadi berkurang. Jika dibandingkan dengan turbin tanpa penambahan silinder pengganggu, penambahan silinder pengganggu  $Y/D = 1,42$  dan  $1,51$  dapat meningkatkan CoP dari turbin. Dengan nilai CoP tertinggi didapat saat penambahan silinder  $Y/D = 1,51$  dengan terjadi peningkatan sebesar 5,71 % saat TSR 0,8.



**Gambar 4. 2** Grafik Perbandingan Nilai *Coefficient of Power* (CoP) Berdasarkan Fungsi *Tip Speed Ratio* untuk Turbin dengan Penambahan Silinder di Samping Sudu *Advancing* ( $Y/D$ )

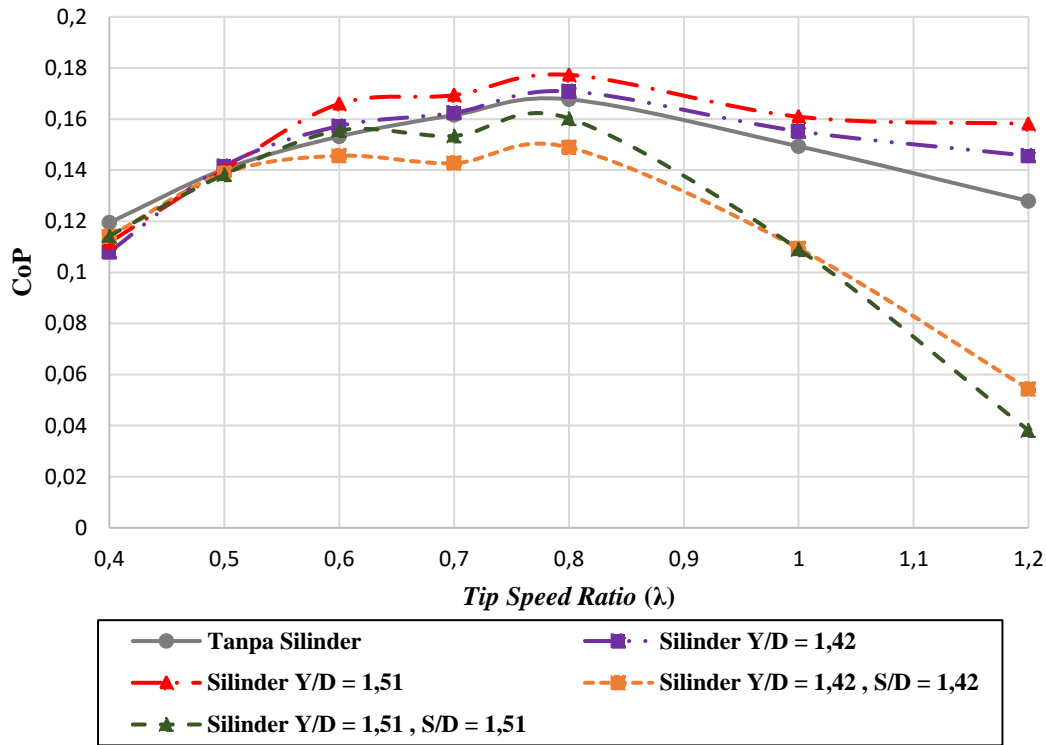
Sedangkan berdasarkan grafik pada gambar 4.3, diketahui bahwa turbin dengan penambahan silinder di samping sudu *advancing* dan di depan sudu *returning* variasi jarak  $Y/D = 1,42$  ,  $S/D = 1,42$  juga memiliki nilai CoP yang naik seiring dengan peningkatan TSR dari TSR 0,4 hingga mencapai CoP maksimum saat TSR 0,8 dengan nilai CoP sebesar 0,1489. Kemudian di atas TSR 0,8 nilai CoP mulai menurun. Pada turbin dengan penambahan silinder di samping sudu *advancing* dan di depan sudu *returning*  $Y/D = 1,51$  ,  $S/D = 1,51$  memiliki nilai CoP yang meningkat hingga pada TSR 0,8 dengan nilai CoP maksimum sebesar 0,1603. Setelah melewati TSR 0,8, nilai CoP kembali mengalami penurunan. Menurunnya nilai CoP pada TSR tinggi diakibatkan oleh kecepatan tangensial sudu yang melebihi kecepatan udara yang mengalir. Sehingga momentum yang ditransmisikan ke sudu turbin menjadi berkurang. Jika dibandingkan dengan turbin tanpa penambahan silinder pengganggu, penambahan silinder pengganggu  $Y/D = 1,42$  ,  $S/D = 1,42$  dan  $Y/D = 1,51$  ,  $S/D = 1,51$  tidak begitu dapat meningkatkan CoP dari turbin. Peningkatan nilai CoP hanya terjadi pada turbin dengan penambahan silinder pengganggu  $Y/D = 1,51$  dan  $S/D = 1,51$  pada TSR 0,6 dengan peningkatan sebesar 1,55 % dengan nilai CoP sebesar 0,1555. Namun nilai CoP tertinggi tetap didapatkan saat TSR 0,8 yakni dengan nilai sebesar 0,1603. Secara keseluruhan, dari grafik dapat dikatakan bahwa penambahan silinder pada variasi ini tidak lebih baik jika dibandingkan dengan turbin konvensional tanpa silinder ditunjukkan dengan nilai CoP yang lebih di bawah dari pada nilai CoP turbin konvensional.



**Gambar 4. 3** Grafik Perbandingan Nilai *Coefficient of Power* (CoP) Berdasarkan Fungsi *Tip Speed Ratio* untuk Turbin dengan Penambahan Silinder di Samping Sudu *Advancing* ( $Y/D$ ) dan di Depan Sudu *Returning* ( $S/D$ )

Gambar 4.4 menunjukkan perbandingan nilai *coefficient of power* dari turbin angin Savonius untuk variasi konfigurasi pertama dan konfigurasi kedua. Di mana berdasarkan grafik dapat dilihat bahwa turbin angin Savonius dengan konfigurasi pertama yakni penambahan silinder di samping sudu *advancing* ( $Y/D$ ) dapat meningkatkan performa dari turbin angin Savonius jika dibandingkan dengan variasi konfigurasi kedua yang menambahkan silinder di samping sudu *advancing* ( $Y/D$ ) dan di depan sudu *returning* ( $S/D$ ) dari turbin. Performa yang meningkat dapat dilihat dari nilai *coefficient of power* yang dihasilkan lebih tinggi. Untuk variasi yang digunakan nilai CoP tertinggi didapatkan saat turbin angin Savonius diberi silinder

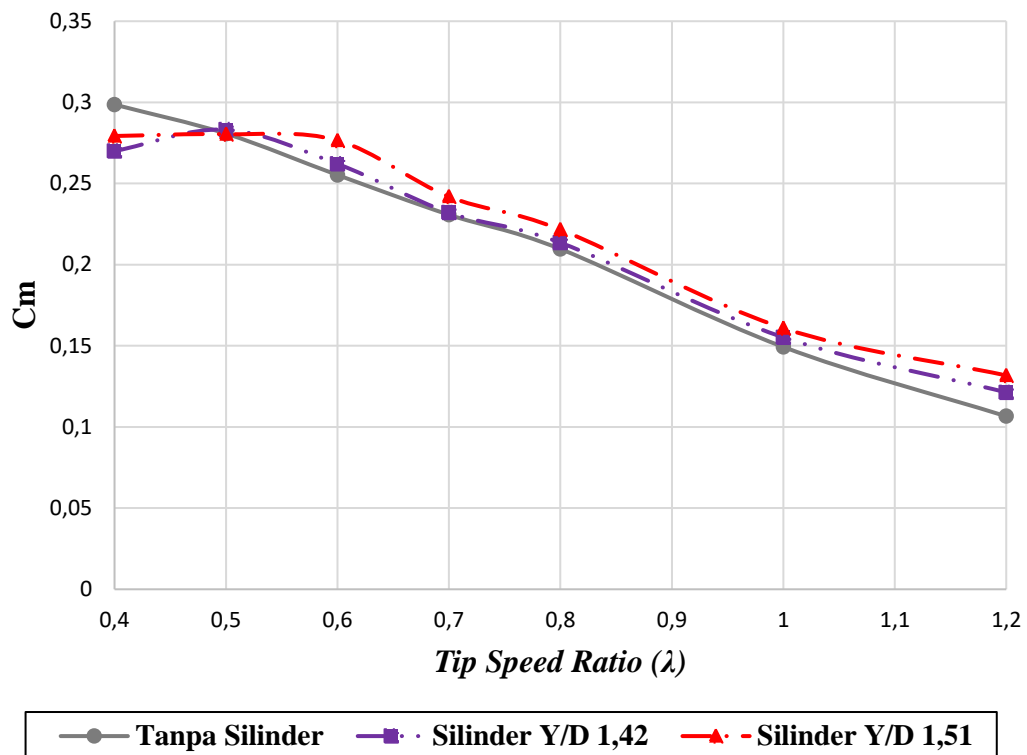
di samping sudu *advancing* dengan variasi jarak  $Y/D = 1,51$  dengan nilai  $CoP$ nya sebesar 0,1773 pada TSR 0,8.



**Gambar 4. 4** Grafik Perbandingan Nilai *Coefficient of Power* ( $CoP$ ) Berdasarkan Fungsi *Tip Speed Ratio* untuk Semua Variasi Penelitian

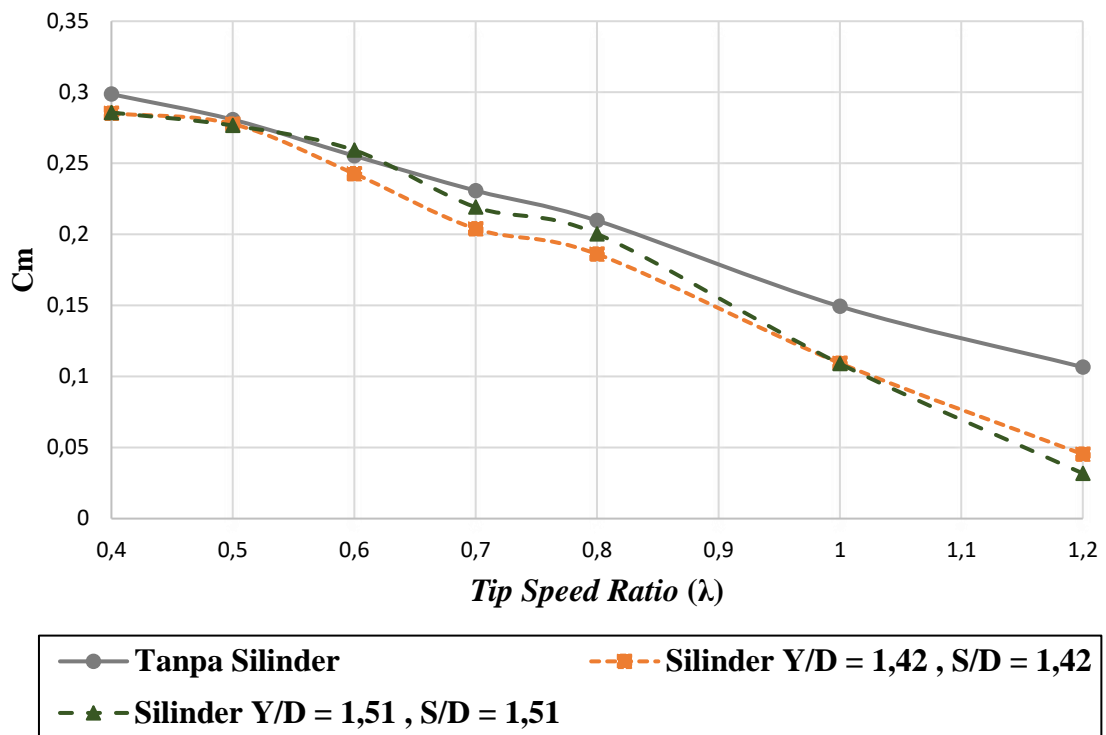
#### 4.2.2. *Coefficient of Moment Average* ( $Cm_{avg}$ ) dan *Coefficient of Moment* ( $Cm$ )

Pada sub bab ini akan membahas tentang nilai *coefficient of moment* yang dihasilkan dari semua variasi turbin.  $Cm_{avg}$  ditinjau pada tiap TSR yang berbeda. Gambar 4.5 menunjukkan nilai *coefficient of moment average* berdasarkan fungsi TSR dari turbin angin Savonius dengan penambahan silinder di samping sudu *advancing* ( $Y/D$ ) untuk konfigurasi pertama. Berdasarkan grafik, diketahui bahwa pada turbin dengan penambahan silinder di samping sudu *advancing* variasi jarak  $Y/D = 1,42$  memiliki nilai  $Cm_{avg}$  yang sedikit naik hingga TSR 0,5. Namun setelah TSR 0,5, nilai  $Cm_{avg}$  turun kembali seiring dengan peningkatan TSR. Sedangkan untuk penambahan silinder di samping sudu *advancing* variasi jarak  $Y/D = 1,51$  nilai  $Cm_{avg}$ -nya turun seiring dengan peningkatan TSR. Meskipun hal ini terjadi, dari pembahasan sebelumnya diketahui bahwa performa turbin optimal ditemukan pada nilai TSR tengah. Oleh karena itu, TSR optimal dari setiap turbin perlu diketahui agar dapat memaksimalkan daya yang dihasilkan oleh turbin. Jika dibandingkan dengan turbin tanpa silinder, pada TSR 0,6, nilai *coefficient of moment average* dari kedua variasi jarak meningkat sebesar 8,34 % untuk variasi jarak  $Y/D = 1,51$  dan 2,67 % untuk variasi jarak  $Y/D = 1,42$ . Dari hasil tersebut, terbukti bahwa dengan menambahkan silinder di samping sudu *advancing* dapat membantu meningkatkan performa dari turbin dengan meningkatkan nilai *coefficient of moment*nya akibat dari adanya penyempitan daerah laluan sehingga terdapat efek *nozzle* dan daerah *attached flow* berkecepatan tingginya meningkat.



**Gambar 4. 5** Grafik Perbandingan Nilai *Coefficient of Moment* ( $C_m$ ) Berdasarkan Fungsi *Tip Speed Ratio* untuk Turbin dengan Penambahan Silinder di Samping Sudu *Advancing* (Y/D)

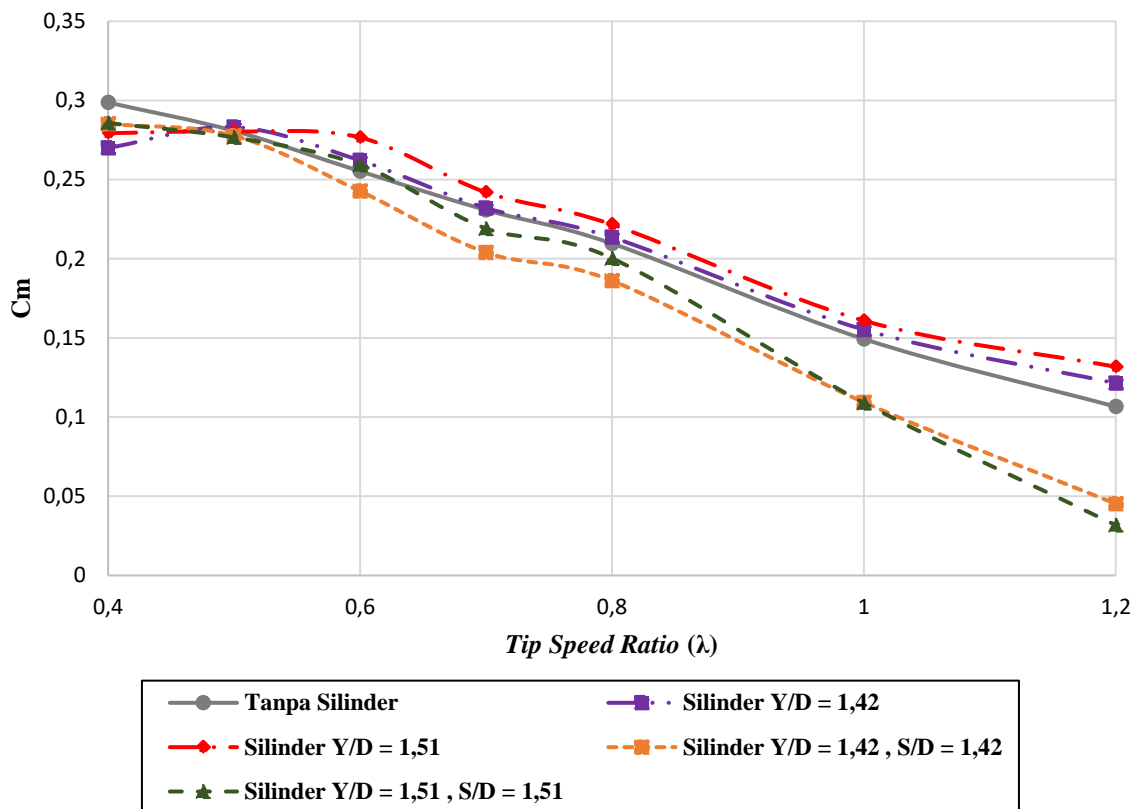
Gambar 4.6 menunjukkan nilai *coefficient of moment average* berdasarkan fungsi TSR dari turbin angin Savonius dengan penambahan silinder di samping sudu *advancing* (Y/D) dan di depan sudu *returning* (S/D) untuk konfigurasi kedua. Berdasarkan grafik, diketahui bahwa pada turbin dengan penambahan silinder di samping sudu *advancing* dan di depan sudu *returning* Y/D = 1,42 , S/D = 1,42 dan Y/D = 1,51 , S/D = 1,51 sama-sama memiliki tren nilai  $C_{m_{avg}}$  yang turun seiring dengan peningkatan TSR. Meskipun hal ini terjadi, dari pembahasan sebelumnya diketahui bahwa performa turbin optimal ditemukan pada nilai TSR tengah. Oleh karena itu, TSR optimal dari setiap turbin perlu untuk diketahui agar dapat memaksimalkan daya yang dihasilkan oleh turbin. Jika dibandingkan dengan turbin tanpa silinder, terjadi peningkatan nilai  $C_{m_{avg}}$  untuk turbin dengan variasi jarak Y/D = 1,51 dan S/D = 1,51 pada TSR 0,6 sebesar 1,54%. Dan pada TSR lain, nilai  $C_{m_{avg}}$  justru turun. Begitu juga untuk variasi Y/D = 1,42 dan S/D = 1,42, untuk seluruh nilai  $C_{m_{avg}}$  mengalami penurunan. Hal ini disebabkan oleh pengaruh penambahan silinder di depan sudu *returning* yang diharapkan dapat mengurangi tekanan di sisi cembung sudu *returning* pada kenyataannya justru tidak terlalu memberikan dampak pengurangan tekanan. Selain itu pengaruh dari jarak silinder yang terlalu dekat pada sudu *returning* juga memberikan efek yang tidak terlalu terlihat karena aliran udara lebih terhalang dan *shear layer* tidak sampai mengenai turbin, sehingga nilai  $C_m$  nya mengalami penurunan.



**Gambar 4. 6** Grafik Perbandingan Nilai *Coefficient of Moment* ( $C_m$ ) Berdasarkan Fungsi *Tip Speed Ratio* untuk Turbin dengan Penambahan Silinder di Samping Sudu *Advancing* (Y/D) dan di Depan Sudu *Returning* (S/D)

Gambar 4.7 Menunjukkan perbandingan nilai *coefficient of moment average* dari turbin Savonius untuk variasi konfigurasi pertama dan konfigurasi kedua. Di mana berdasarkan grafik dapat dilihat bahwa turbin angin Savonius dengan konfigurasi pertama yakni penambahan silinder di samping sudu *advancing* memiliki tren grafik  $C_{m_{avg}}$  yang lebih tinggi jika dibandingkan dengan variasi konfigurasi kedua yang menambahkan silinder di samping sudu *advancing* dan di depan sudu *returning*. Hal ini dapat dilihat dari nilai *coefficient of moment average* yang dihasilkan lebih tinggi. Seperti contoh pada TSR 0,6 Saat turbin angin Savonius diberi silinder di samping sudu *advancing* dengan variasi jarak  $Y/D = 1,51$  didapatkan nilai  $C_{m_{avg}}$  yang lebih tinggi sebesar 0,27658. Konfigurasi pertama dapat dikatakan lebih baik jika dibandingkan dengan konfigurasi kedua karena dengan penambahan satu silinder di samping sudu *advancing* dapat memberikan efek *nozzle* pada daerah *attached flow* di sisi cembung sudu *advancing* dan ini sesuai dengan yang diharapkan. Namun pada konfigurasi kedua ketika silinder di samping sudu *advancing* dipadukan dengan silinder di depan sudu *returning* dapat memberikan efek penurunan nilai  $C_m$ . Hal ini disebabkan karena dengan meletakkan silinder di depan tidak terlalu memberikan dampak karena jarak silinder yang terlalu dekat sehingga *shear layer* tidak jatuh pada sudu turbin. Selain itu aliran dari sudu *returning* lebih condong untuk belok dan menuju sisi cembung sudu *advancing*, yang menyebabkan aliran udara melawan torsi positif dari turbin sehingga nilai  $C_m$ nya tidak lebih baik jika dibandingkan dengan hanya menambahkan silinder di samping sudu *advancing* saja.



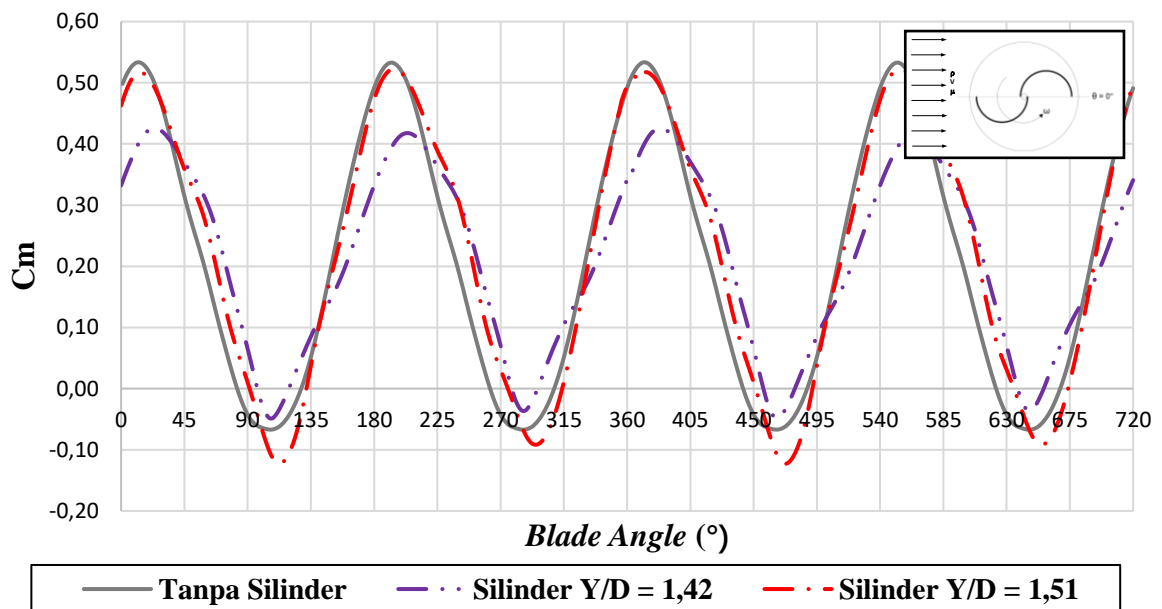


**Gambar 4. 7** Grafik Perbandingan Nilai *Coefficient of Moment* ( $C_m$ ) Berdasarkan Fungsi *Tip Speed Ratio* untuk Semua Variasi Penelitian

Kemudian nilai *coefficient of moment* tiap posisi derajat putar turbin juga dianalisa dan ditampilkan pada gambar 4.8 dan 4.9. Gambar 4.8 menunjukkan nilai *coefficient of moment* ( $C_m$ ) tiap posisi sudut putar turbin untuk dua putaran penuh rotor pada turbin angin Savonius dengan penambahan silinder di samping sudu *advancing* ( $Y/D$ ) pada TSR optimal. Pada turbin angin Savonius dengan penambahan silinder di samping sudu *advancing* dengan jarak  $Y/D = 1,42$ ,  $C_m$  maksimum didapatkan pada saat posisi rotor  $15^\circ$  dengan nilai sebesar 0,42 dan  $C_m$  minimum didapatkan pada saat posisi rotor  $105^\circ$  sebesar  $-0,04$ .  $C_m$  dengan nilai negatif didapatkan saat posisi rotor antara  $97^\circ$  hingga  $119^\circ$  dan antara  $278^\circ$  hingga  $296^\circ$ . Pada turbin angin Savonius dengan penambahan silinder di samping sudu *advancing* dengan jarak  $Y/D = 1,51$ ,  $C_m$  maksimum didapatkan pada saat posisi rotor  $15^\circ$  dengan nilai sebesar 0,51 dan  $C_m$  minimum didapatkan pada saat posisi rotor  $120^\circ$  sebesar  $-0,11$ .  $C_m$  dengan nilai negatif didapatkan saat posisi rotor antara  $96^\circ$  hingga  $135^\circ$  dan antara  $280^\circ$  hingga  $317^\circ$ . Dari data ini dapat dilihat bahwa nilai  $C_m$  maksimum didapat saat posisi sudut putar turbin hampir searah dengan aliran udara sehingga udara yang mengalir dapat langsung menuju turbin dan diterima oleh sudu *advancing* lebih banyak. Sedangkan untuk nilai  $C_m$  minimum didapat saat posisi sudut putar turbin telah melewati 90 derajat atau hampir tegak lurus dengan arah aliran udara. Jika dibandingkan dengan tanpa silinder, maka turbin dengan penambahan silinder di samping sudu *advancing* ( $Y/D$ ) dapat dikatakan lebih baik. Hal ini dikarenakan terlihat pada grafik  $C_m$  fungsi sudut putar turbin, untuk variasi jarak  $Y/D = 1,42$  terlihat bahwa nilai *Coefficient of moment* yang dihasilkan sedikit lebih baik karena nilai  $C_m$  minimum yang dihasilkan tidak serendah tanpa silinder yakni hanya sekitar  $-0,04$  walaupun  $C_m$  maksimum yang dihasilkan lebih rendah daripada tanpa silinder. Sedangkan untuk variasi jarak  $Y/D = 1,51$ , grafik  $C_m$  terlihat lebih baik juga dimana terjadi peningkatan jarak antara nilai  $C_m$  maksimum dengan minimumnya. Karena  $C_m$  minimum lebih ke bawah dan diikuti dengan rentang  $C_m$  yang

bernilai positif lebih lebar sehingga dapat disimpulkan memiliki nilai  $C_m$  yang baik dan dapat meningkatkan daya yang dihasilkan oleh turbin angin Savonius.

Jika dibandingkan dengan nilai  $C_m$  maksimum turbin tanpa silinder,  $C_m$  maksimum dari kedua variasi turbin mengalami penurunan. Karena pada sudut tersebut yakni sekitar  $15^\circ$  menurut kontur kecepatan yang akan dijelaskan berikutnya di mana pada sisi cembung sudu *advancing* daerah *attached flow* yang berkecepatan tinggi lebih sedikit karena terpengaruh dengan adanya silinder di samping sudu *advancing* yang lebih mengganggu aliran yang menuju turbin. Kemudian untuk nilai  $C_m$  minimum dari jarak  $Y/D = 1,51$  mengalami penurunan jika dibandingkan dengan  $C_m$  minimum dari turbin tanpa silinder dan lebih bergeser. Hal ini dapat disebabkan karena pada sudut tersebut di bagian sudu *advancing* terpengaruh oleh *wake region* dari adanya silinder. Sehingga *wake* tersebut akan mengganggu aliran yang menuju sudu *advancing* dan akan membuat nilai  $C_m$  menjadi lebih turun. Sedangkan pada variasi jarak  $Y/D = 1,42$ , *wake region* yang terbentuk pada sudut tersebut tidak terlalu mempengaruhi sudu *advancing* turbin sehingga nilai  $C_m$  minimum lebih tinggi.

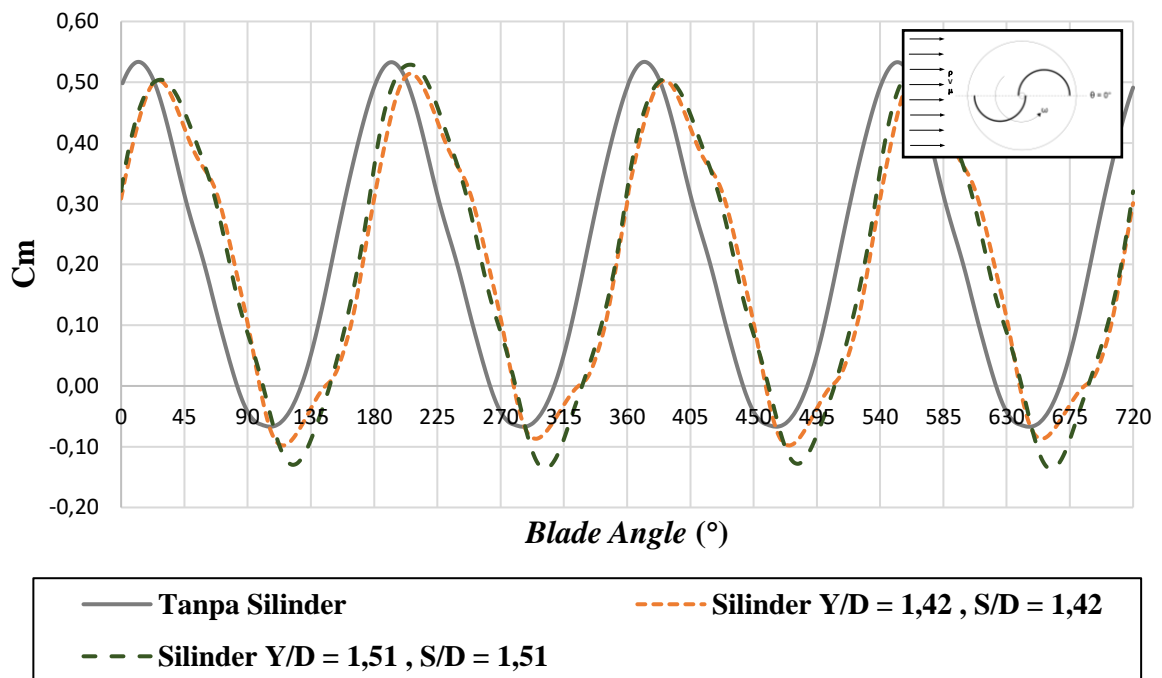


**Gambar 4. 8** Grafik Perbandingan Nilai *Coefficient of Moment* ( $C_m$ ) Berdasarkan Fungsi *Blade Angle* ( $^\circ$ ) untuk untuk Turbin Angin Savonius dengan Penambahan Silinder di Samping Sudu *Advancing* ( $Y/D$ ) pada TSR 0,8

Gambar 4.9 menunjukkan nilai *coefficient of moment* ( $C_m$ ) tiap posisi sudut putar turbin untuk dua putaran penuh rotor pada turbin angin Savonius dengan penambahan silinder di samping sudu *advancing* dan di depan sudu *returning* pada TSR optimal. Pada turbin angin Savonius dengan penambahan silinder dengan jarak  $Y/D = 1,42$ ,  $S/D = 1,42$ ,  $C_m$  maksimum didapatkan pada saat posisi rotor  $30^\circ$  dengan nilai sebesar 0,5 dan  $C_m$  minimum didapatkan pada saat posisi rotor  $110^\circ$  sebesar  $-0,09$ .  $C_m$  dengan nilai negatif didapatkan saat posisi rotor antara  $99^\circ$  hingga  $145^\circ$  dan antara  $280^\circ$  hingga  $325^\circ$ . Pada turbin angin Savonius dengan penambahan silinder dengan jarak  $Y/D = 1,51$ ,  $S/D = 1,51$ ,  $C_m$  maksimum didapatkan pada saat posisi rotor  $30^\circ$  dengan nilai sebesar 0,5 dan  $C_m$  minimum didapatkan pada saat posisi rotor  $120^\circ$  sebesar  $-0,13$ .  $C_m$  dengan nilai negatif didapatkan saat posisi rotor antara  $101^\circ$  hingga  $147^\circ$  dan antara  $281^\circ$  hingga  $327^\circ$ . Dari data ini dapat dilihat bahwa nilai  $C_m$  maksimum didapat saat posisi sudut putar turbin hampir searah dengan aliran udara sehingga udara yang mengalir dapat langsung menuju turbin dan diterima oleh sudu *advancing* lebih banyak. Sedangkan untuk nilai  $C_m$  minimum didapat saat posisi sudut putar turbin telah melewati  $90^\circ$

derajat atau hampir tegak lurus dengan arah aliran udara. Jika dibandingkan dengan tanpa silinder, maka penambahan silinder di samping sudu *advancing* (Y/D) dan di depan sudu *returning* (S/D) memiliki nilai  $C_m$  yang kurang baik. Hal ini dapat dilihat bahwa untuk kedua variasi jarak nilai  $C_m$  maksimum dan  $C_m$  minimum terletak dibawah nilai  $C_m$  tanpa silinder juga dengan rentang nilai  $C_m$  positif dan negatif yang hampir sama. Dengan kondisi tersebut, maka nilai  $C_m$  yang dihasilkan dapat dikatakan tidak lebih baik.

Jika dibandingkan dengan nilai  $C_m$  turbin tanpa silinder, nilai  $C_m$  maksimum dari variasi turbin mengalami pergeseran dan mengalami sedikit penurunan. Hal ini disebabkan karena berdasarkan kontur kecepatan yang akan dibahas berikutnya saat posisi sudut  $30^\circ$ , penambahan silinder di depan sudu *returning* membantu mengarahkan aliran menuju sudu *advancing* kemudian penambahan silinder di samping sudu *advancing* juga berpengaruh dalam peningkatan kecepatan di sisi cembung sudu *advancing*. Sehingga pemanfaatan aliran yang lebih maksimal yang menyebabkan nilai  $C_m$  maksimum didapatkan saat sudut  $30^\circ$ . Namun nilai  $C_m$  minimum mengalami penurunan jika dibandingkan dengan nilai  $C_m$  minimum turbin tanpa silinder. Hal ini dapat disebabkan karena adanya pengaruh silinder di samping sudu *advancing*. Aliran udara di silinder bagian sudu *advancing* terpengaruh oleh *wake region* dari adanya silinder. Sehingga *wake* tersebut akan mengganggu aliran yang menuju sudu *advancing* dan akan membuat nilai  $C_m$  menjadi lebih turun. Selain itu dengan adanya silinder di depan sudu *returning* dengan jarak yang kurang sesuai juga dapat mempengaruhi aliran yang menuju turbin.



**Gambar 4.9** Grafik Perbandingan Nilai *Coefficient of Moment* ( $C_m$ ) Berdasarkan Fungsi *Blade Angle* ( $^\circ$ ) untuk untuk Turbin Angin Savonius dengan Penambahan Silinder di Samping Sudu *Advancing* (Y/D) dan di Depan Sudu *Returning* (S/D) pada TSR 0,8

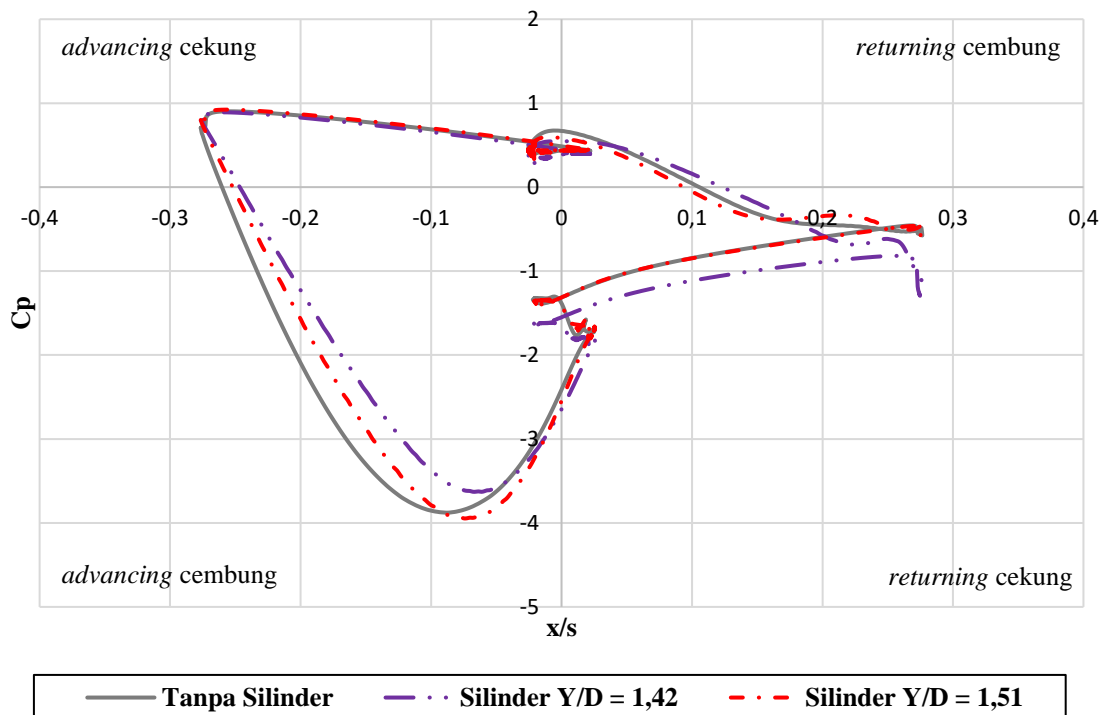
#### 4.2.3. Distribusi Koefisien Tekanan atau *Coefficient of Pressure* ( $C_p$ )

Pada sub bab ini akan membahas tentang bagaimana distribusi koefisien tekanan atau *Coefficient of Pressure* ( $C_p$ ) di sepanjang permukaan sudu *advancing* dan sudu *returning* dari ke empat variasi turbin angin Savonius. Nilai distribusi tekanan masing-masing diambil pada saat setiap variasi turbin menghasilkan performa terbaik, yakni dengan *tip speed ratio* (TSR) optimal dan pada posisi sudut putar turbin dengan nilai *coefficient of power* tertinggi. Gambar

4.10 menunjukkan perbandingan grafik distribusi koefisien tekanan berdasarkan fungsi  $x/s$  untuk turbin konvensional tanpa silinder dan turbin angin dengan penambahan silinder di samping sudu *advancing* ( $Y/D$ ) pada sudut putar turbin  $15^\circ$ . Di mana  $x/s$  menunjukkan posisi pada permukaan sudu turbin searah sumbu  $x$  ( $x$ ) relatif terhadap panjang busur sudu ( $s$ ).

Berdasarkan grafik, posisi  $x/s$  negatif menandakan sudu *advancing* dan  $x/s$  positif menandakan sudu *returning* dari turbin. Untuk turbin konvensional tanpa silinder pada sisi cembung sudu *advancing* memiliki nilai koefisien tekanan yang turun drastis hingga mencapai nilai minimum  $C_p$  sebesar -3,88. Kemudian mengalami kenaikan nilai koefisien tekanan saat di sisi cekung sudu *returning* namun tetap pada nilai  $C_p$  yang negatif hingga ujung sudu *returning* dengan nilai  $C_p = -0,49$ . Pada sisi cembung sudu *returning* nilai koefisien tekanan mengalami kenaikan kembali dan bernilai positif dengan  $C_p$  maksimum sebesar 0,67 mendekati pusat rotor. Kemudian bergeser ke kiri di sisi cekung sudu *advancing* nilai koefisien tekanan menuju ujung mengalami sedikit kenaikan dengan nilai  $C_p$  sebesar 0,9. Lalu kembali mengalami penurunan nilai  $C_p$ .

Pada turbin dengan penambahan silinder di samping sudu *advancing* untuk kedua variasi jarak  $Y/D = 1,42$  dan  $Y/D = 1,51$  pada sudut  $15^\circ$  juga mengalami penurunan koefisien tekanan secara drastis pada sisi cembung sudu *advancing*. Berdasarkan grafik, diketahui bahwa turbin dengan penambahan silinder di samping sudu *advancing* dengan jarak  $Y/D = 1,51$  memiliki penurunan nilai koefisien tekanan yang paling rendah jika dibandingkan dengan variasi jarak  $Y/D = 1,42$  dan tanpa silinder, dengan besar  $C_p = -3,94$ . Hal ini dikarenakan pengaruh dari adanya silinder pengganggu yang membuat adanya penyempitan daerah laluan dan membentuk efek *nozzle*, sehingga kecepatan dari udara akan meningkat dan tekanan di daerah tersebut akan lebih turun. Sedangkan untuk turbin dengan penambahan silinder  $Y/D = 1,42$  memiliki nilai  $C_p$  minimum yang sedikit lebih tinggi dari tanpa silinder yakni sebesar -3,63. Hal ini dapat disebabkan karena penempatan silinder terlalu dekat sehingga terdapat aliran udara yang terhalang dan justru nilai koefisien tekanannya akan lebih tinggi. Kemudian untuk kedua variasi jarak pada sisi cekung sudu *returning* mengalami kenaikan koefisien tekanan hingga ujung namun tetap pada nilai yang negatif. Untuk turbin dengan penambahan silinder di samping sudu *advancing* dengan jarak  $Y/D = 1,42$  mengalami kenaikan koefisien tekanan hingga  $C_p = -0,85$ . Sedangkan untuk turbin dengan penambahan silinder jarak  $Y/D = 1,51$  mengalami kenaikan koefisien tekanan hingga nilai  $C_p$  sebesar -0,53. Pada sisi cembung sudu *returning*, nilai koefisien tekanan terus meningkat hingga bernilai positif dengan  $C_p$  sebesar 0,55 mendekati pusat rotor untuk turbin dengan penambahan silinder variasi jarak  $Y/D = 1,42$  dan nilai  $C_p$  sebesar 0,6 untuk turbin dengan penambahan silinder variasi jarak  $Y/D = 1,51$ . Kemudian di sisi cekung sudu *advancing*, nilai koefisien terus meningkat hingga mencapai nilai maksimum mendekati nilai 1 untuk kedua variasi jarak silinder. Dari data-data yang telah disampaikan, dapat diketahui bahwa sisi depan kedua sudu turbin memiliki nilai koefisien tekanan yang lebih tinggi jika dibandingkan dengan bagian belakang sudu. Hal ini terjadi karena momentum aliran lebih banyak diterima oleh bagian depan turbin. Kemudian selisih antara koefisien tekanan bagian cembung dan cekung di setiap sudu akan menghasilkan gaya *drag*. Jika selisih gaya *drag* antara kedua sudu turbin meningkat maka akan meningkatkan torsi positif yang dihasilkan. Sehingga dengan meningkatnya torsi positif maka daya yang dihasilkan lebih meningkat. Dari grafik terlihat bahwa tekanan di sisi cembung sudu *advancing* yang lebih rendah sehingga dapat menyebabkan perbedaan koefisien tekanan yang lebih jauh dan akan menghasilkan selisih gaya *drag* yang lebih besar. Namun jika dilihat dari seluruh luasan grafik  $C_p$ , pada kedua variasi memiliki nilai  $C_p$  yang hampir sama dengan turbin tanpa silinder. Di mana dengan luasan paling sedikit dimiliki oleh variasi jarak  $Y/D = 1,42$ . Dari hal ini dapat diketahui bahwa pada sudut  $15$  derajat, torsi positif akan lebih rendah dibandingkan turbin tanpa silinder sesuai dengan grafik  $C_m$  terhadap fungsi sudut putar turbin pada gambar 4.8.



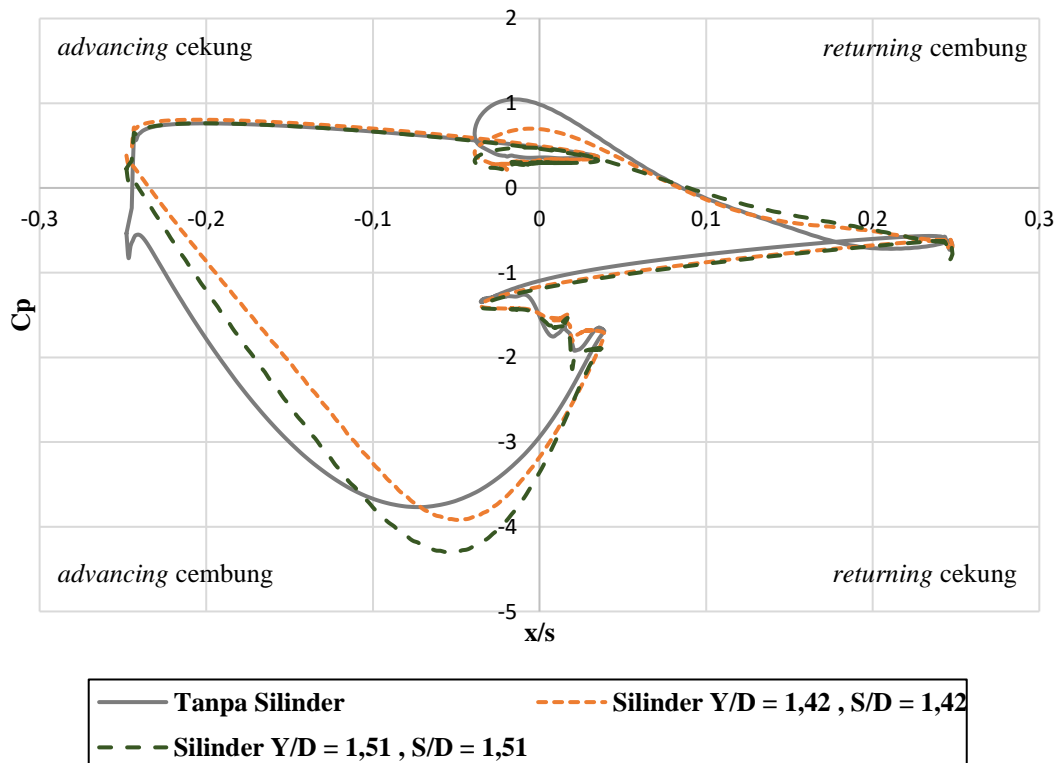
**Gambar 4. 10** Grafik Perbandingan Nilai *Coefficient of Pressure* ( $C_p$ ) Berdasarkan Fungsi  $x/s$  untuk untuk Turbin Angin Savonius dengan Penambahan Silinder di Samping Sudu *Advancing* ( $Y/D$ ) pada TSR 0,8 sudut  $15^\circ$

Gambar 4.11 menunjukkan grafik distribusi koefisien tekanan berdasarkan fungsi  $X/S$ . Di mana  $x/s$  menunjukkan posisi pada permukaan sudu turbin searah sumbu  $x$  ( $X$ ) relatif terhadap panjang busur sudu ( $S$ ). Distribusi koefisien tekanan ini di dapatkan dengan mengambil nilai koefisien tekanan turbin pada TSR optimal dan posisi sudut putar turbin yang optimal juga dengan menghasilkan nilai  $CoP$  yang paling tinggi.

Berdasarkan grafik, posisi  $x/s$  negatif menandakan sudu *advancing* dan  $x/s$  positif menandakan sudu *returning* dari turbin. Untuk turbin konvensional tanpa silinder pada sisi cembung sudu *advancing* memiliki nilai koefisien tekanan yang turun drastis hingga mencapai nilai minimum  $C_p$  sebesar -3,73. Kemudian mengalami kenaikan nilai koefisien tekanan saat di sisi cekung sudu *returning* namun tetap pada nilai  $C_p$  yang negatif hingga ujung sudu *returning* dengan nilai  $C_p = -0,68$ . Pada sisi cembung sudu *returning* nilai koefisien tekanan mengalami kenaikan kembali dan bernilai positif dengan  $C_p$  maksimum sebesar 0,98 mendekati pusat rotor. Kemudian bergeser ke kiri di sisi cekung sudu *advancing* nilai koefisien tekanan menuju ujung mengalami sedikit kenaikan dengan nilai  $C_p$  sebesar 0,74. Lalu kembali mengalami penurunan  $C_p$ .

Pada turbin dengan penambahan silinder di samping sudu *advancing* dan di depan sudu *returning* untuk kedua variasi jarak  $Y/D = 1,42$ ,  $S/D = 1,42$  dan  $Y/D = 1,51$ ,  $S/D = 1,51$  pada sisi cembung sudu *advancing* mengalami penurunan koefisien tekanan secara drastis. Berdasarkan grafik, dapat dilihat bahwa turbin dengan penambahan silinder di samping sudu *advancing* dan di depan sudu *returning* variasi jarak  $Y/D = 1,51$ ,  $S/D = 1,51$  mengalami penurunan koefisien tekanan paling jauh hingga  $C_p = -4,3$  jika dibandingkan dengan variasi jarak silinder  $Y/D = 1,42$ ,  $S/D = 1,42$  yang hanya menyentuh nilai  $C_p = -3,92$ . Hal ini menunjukkan bahwa pada sudut putaran turbin  $30^\circ$  di daerah sisi cembung sudu *advancing* memiliki koefisien tekanan yang lebih rendah yang disebabkan oleh adanya silinder pengganggu di samping sudu *advancing*. Silinder pengganggu ini menyebabkan terjadinya

penyempitan daerah laluan sehingga di daerah tersebut terjadi peningkatan kecepatan aliran udara dan tekanannya akan turun. Dengan turunnya tekanan di bagian sisi cembung sudu *advancing* maka dapat menyebabkan perbedaan tekanan lebih besar dan menghasilkan gaya *drag* yang lebih besar pula, sehingga nilai *coefficient of moment*nya naik pada sudut tersebut. Hal tersebut diikuti dengan pengaruh adanya silinder di depan sudu *returning*. Di mana pada sudut tersebut, aliran yang menuju turbin dapat lebih diarahkan menuju sudu *advancing* yang kemudian dapat membantu meningkatkan gaya *drag* yang dihasilkan. Kemudian pada sisi cekung sudu *returning* untuk kedua variasi jarak  $Y/D$  dan  $S/D$  sama- sama mengalami kenaikan nilai koefisien tekanan hingga ujung sudu turbin namun tetap pada nilai  $C_p$  yang negatif. Untuk kedua jarak  $Y/D = 1,42$ ,  $S/D = 1,42$  dan  $Y/D = 1,51$ ,  $S/D = 1,51$ , mengalami kenaikan  $C_p$  hingga besar nilai  $C_p = -0,62$ . Pada sisi cembung sudu *returning*, nilai koefisien tekanan terus meningkat hingga bernilai positif dengan  $C_p$  sebesar 0,7 mendekati pusat rotor untuk turbin dengan penambahan silinder variasi jarak  $Y/D = 1,42$ ,  $S/D = 1,42$  dan nilai  $C_p$  sebesar 1,03 untuk turbin dengan penambahan silinder variasi jarak  $Y/D = 1,51$ ,  $S/D = 1,51$ . Pengaruh silinder di depan sudu *returning* sedikit terlihat namun tidak terlalu signifikan. Di mana adanya silinder dapat sedikit menurunkan tekanan di sisi cembung sudu *advancing* sehingga gaya *drag* pada sudu *returning* berkurang. Kemudian untuk di sisi cekung sudu *advancing*, nilai koefisien tekanan lebih stabil berada di nilai  $C_p = 0,72$  untuk kedua variasi jarak. Dari data-data yang telah disampaikan, dapat diketahui bahwa sisi depan kedua sudu turbin memiliki nilai koefisien tekanan yang lebih tinggi jika dibandingkan dengan bagian belakang sudu. Hal ini terjadi karena momentum aliran lebih banyak diterima oleh bagian depan turbin. Kemudian selisih antara koefisien tekanan bagian cembung dan cekung di sisi sudu *advancing* berdasarkan grafik mengalami peningkatan, karena pada sisi cembungnya nilai  $C_p$  nya jauh lebih rendah. Hal ini kemudian yang membuat gaya *drag* semakin membesar dan nilai *coefficient moment* di sudut 30 derajat lebih besar pada grafik perbandingan nilai  $C_m$  fungsi sudut putar turbin.



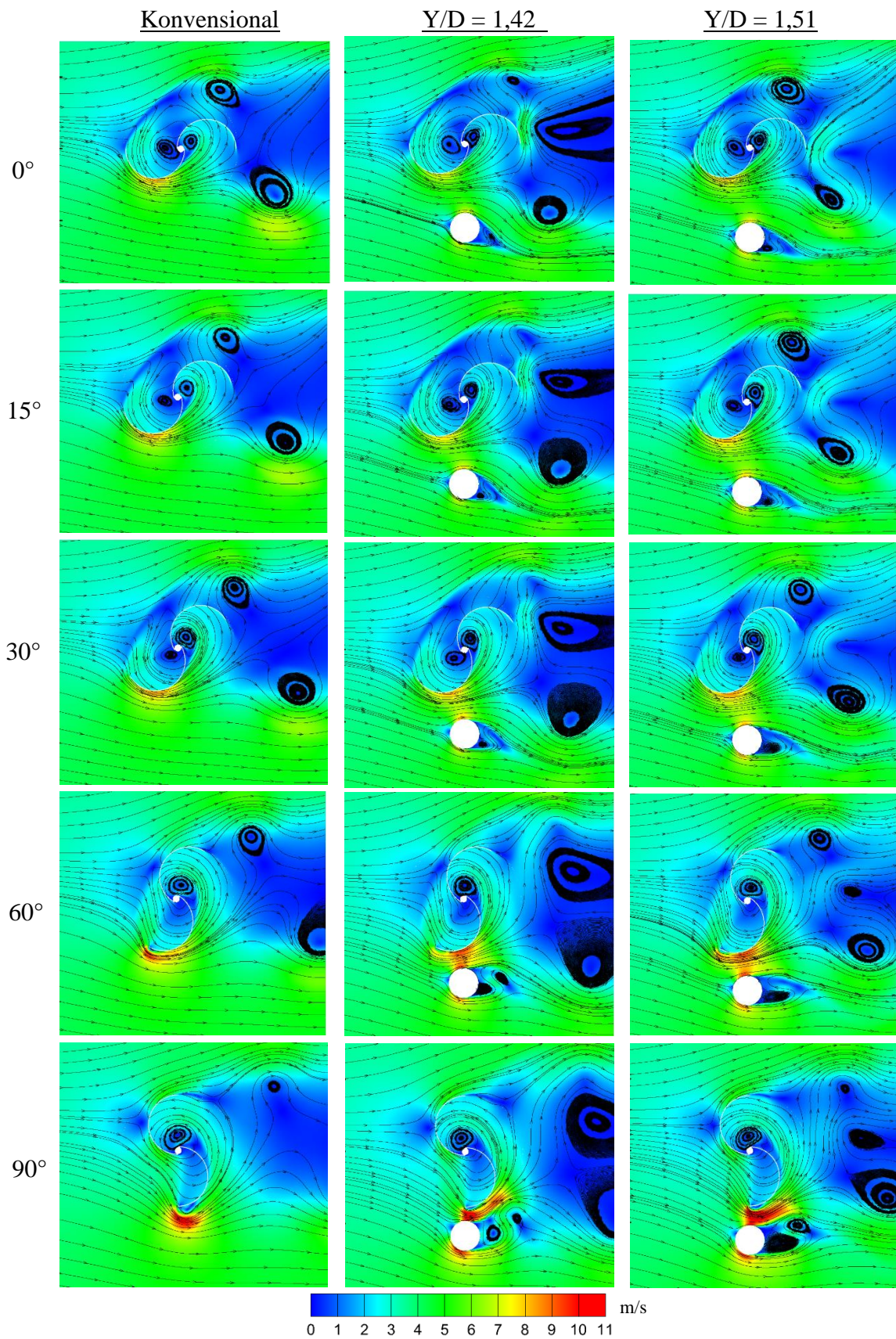
**Gambar 4. 11** Grafik Perbandingan Nilai *Coefficient of Pressure* ( $C_p$ ) Berdasarkan Fungsi  $x/s$  untuk untuk Turbin Angin Savonius dengan Penambahan Silinder di Samping Sudu *Advancing* ( $Y/D$ ) dan di Depan Sudu *returning* ( $S/D$ ) pada TSR 0,8 sudut  $30^\circ$

#### 4.2.4. Kontur Kecepatan

Pada sub bab ini akan ditampilkan kontur kecepatan untuk melihat perbedaan yang signifikan antara semua variasi turbin angin Savonius yang dianalisa pada setiap sudut putar. Gambar 4.12 dan 4.13 Menunjukkan perbandingan kontur kecepatan turbin angin Savonius konvensional dengan turbin angin Savonius dengan penambahan silinder di samping sudu *advancing* untuk konfigurasi pertama. Untuk turbin angin Savonius konvensional pada posisi sudut  $\theta = 0^\circ$ , terbentuk pusaran aliran atau *vortex* di bagian atas dan bawah *wake* akibat dari adanya *boundary layer separation*. Kemudian terbentuk *vortex* juga akibat putaran turbin pada daerah dekat poros di daerah sisi cembung sudu *advancing* dan sudu *returning*. Hal serupa juga terjadi pada turbin konvensional dengan posisi sudut  $\theta = 15^\circ$ , dan  $30^\circ$ . Kemudian pada sudut  $60^\circ$  hingga sudut putar  $150^\circ$ , *vortex* di sekitar poros untuk daerah sudu *advancing* tidak terbentuk.

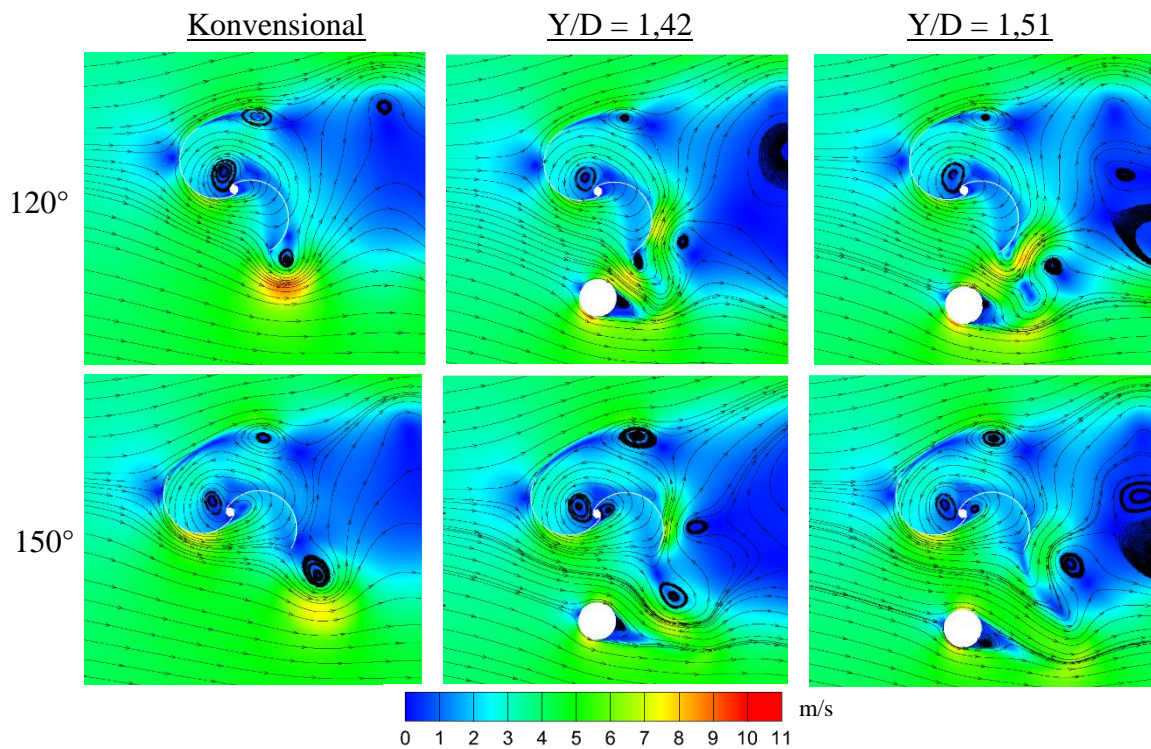
Untuk turbin dengan penambahan silinder di samping sudu *advancing* dengan jarak  $Y/D = 1,42$  dan  $Y/D = 1,51$ , di sudut putar  $0^\circ$  tidak terlalu dapat perbedaan. Pada sudut  $30^\circ$ ,  $60^\circ$  dan  $90^\circ$  mulai terjadi penyempitan daerah laluan sehingga terdapat efek *nozzle* sebagai akibat dari penambahan silinder yang menyebabkan kecepatan aliran udara di daerah *attached flow* meningkat di mana ditunjukkan dengan warna kontur yang berwarna merah terang. Kecepatan aliran yang meningkat, dapat menyebabkan penurunan tekanan. Penurunan tekanan ini yang membuat peningkatan torsi positif dari turbin sehingga menyebabkan daya yang dapat dihasilkan oleh turbin meningkat. Kecepatan aliran udara tertinggi didapatkan saat mencapai sudut  $90^\circ$  yakni sebesar 11 m/s. Hal ini terjadi karena daerah laluan udaranya makin kecil namun *attached flow*nya hanya terjadi pada ujung turbin. Untuk sudut putar di  $120^\circ$  dan  $150^\circ$ , terlihat bahwa daerah laluan antara turbin dengan silinder pengganggu semakin besar sehingga kecepatan aliran udara di daerah tersebut tidak terlalu mengalami kenaikan. Sehingga tidak dapat menaikkan torsi positif. Namun pada jarak silinder yang lebih dekat yakni  $Y/D = 1,42$  terdapat aliran udara yang lebih *terattached* kembali menyinggung sisi cembung sudu *advancing* hal ini yang menyebabkan pada sudut  $120^\circ$  nilai  $C_m$  negatif turbin variasi tersebut lebih tinggi jika dibandingkan dengan turbin tanpa silinder. Kemudian jika dilihat pada sudut  $150^\circ$ , adanya silinder di samping akan melemahkan dan menghilangkan efek *vortex* dari sudu *advancing*.

Dari kontur kecepatan juga dapat dilihat perbandingan pengaruh penambahan silinder di samping sudu *advancing* pada jarak  $Y/D = 1,42$  dan  $Y/D = 1,51$ . Di mana terlihat bahwa penambahan silinder dengan jarak  $Y/D = 1,51$  memiliki daerah *attached flow* yang berkecepatan tinggi lebih luas dibandingkan dengan jarak silinder  $Y/D = 1,42$ . Hal ini ditunjukkan dengan daerah kontur berwarna lebih merah dan lebih luas di sudut  $30^\circ$ ,  $60^\circ$  dan  $90^\circ$ . Daerah berkecepatan tinggi yang lebih sempit saat menambahkan silinder dengan jarak  $Y/D = 1,42$  dapat disebabkan karena jarak tersebut terlalu dekat. Dengan jarak yang terlalu dekat, maka aliran udara dapat dikatakan lebih terhalang dan tidak maksimal untuk memasuki celah antara turbin dengan silinder dan dapat mengakibatkan aliran udara yang *attach* dengan kecepatan tinggi yang mengalir lebih sedikit. Sehingga perlu untuk mengetahui jarak optimal penempatan silinder yang dapat memberikan efek *nozzle* atau efek dari penyempitan daerah laluan yang lebih baik seperti pada variasi jarak  $Y/D = 1,51$  yang menghasilkan daerah berkecepatan tinggi lebih luas. Daerah berkecepatan tinggi yang lebih luas dapat menyebabkan tekanan di sisi cembung sudu *advancing* menurun sehingga dapat meningkatkan gaya *drag* yang dihasilkan. Gaya *drag* yang meningkat berdampak pada kenaikan torsi positif dan daya yang dihasilkan oleh turbin. Karena keadaan tersebut, maka penambahan silinder di depan sudu *advancing* dengan jarak  $Y/D = 1,51$  lebih optimal untuk meningkatkan performa turbin jika dibandingkan dengan penambahan silinder dengan jarak  $Y/D = 1,42$ .



**Gambar 4. 12** Kontur Kecepatan Absolut Turbin Angin Savonius Konfigurasi Pertama Sudut pada Sudut Sudut 0°, 15°, 30°, 60°, dan 90° (berlanjut)

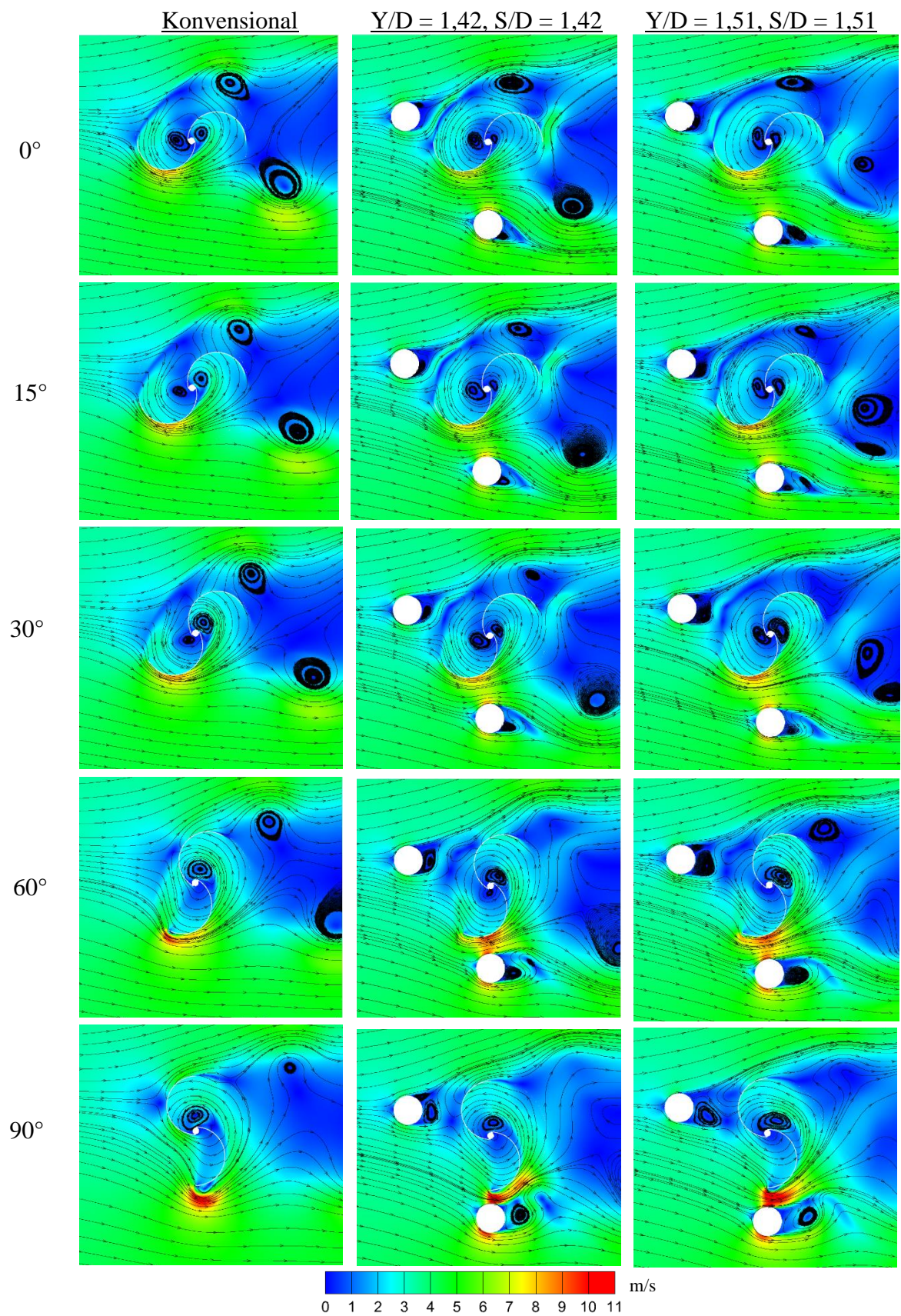




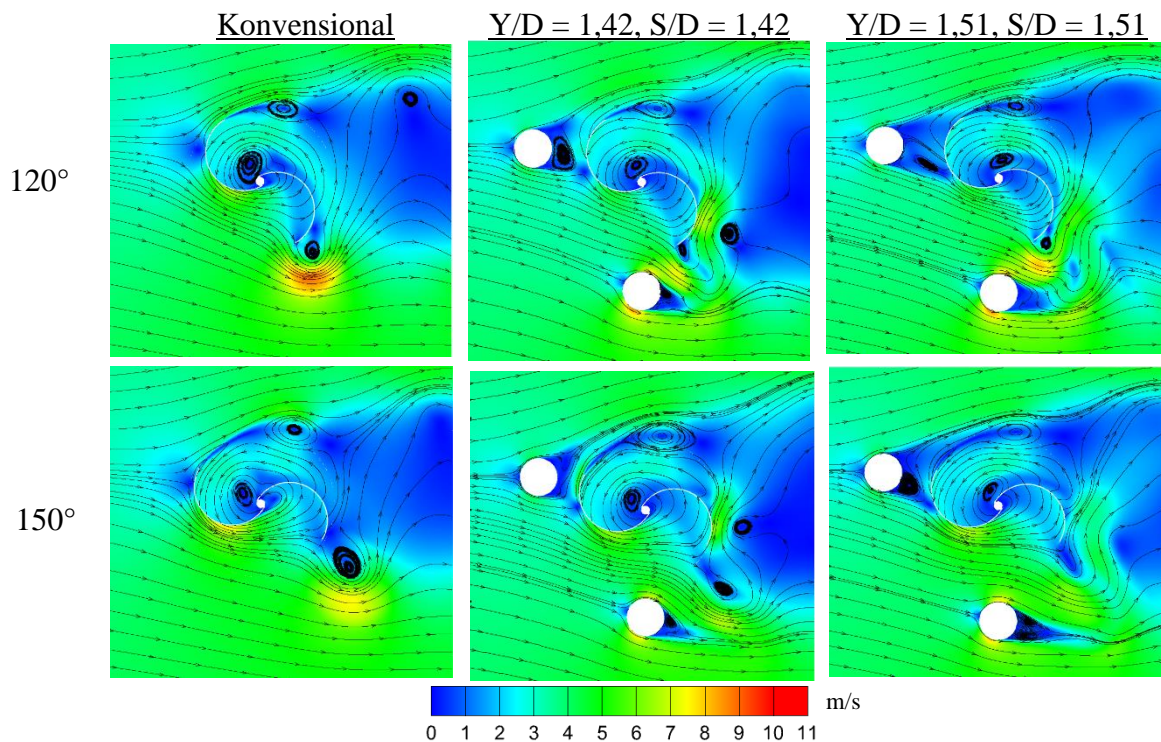
**Gambar 4. 13** Kontur Kecepatan Absolut Turbin Angin Savonius Konfigurasi Pertama pada sudut  $120^\circ$  dan  $150^\circ$  (lanjutan)

Gambar 4.14 dan 4.15 menunjukkan perbandingan kontur kecepatan turbin angin Savonius konvensional dengan turbin angin Savonius dengan penambahan silinder di samping sudu *advancing* ( $Y/D$ ) dan di depan sudu *returning* ( $S/D$ ). Untuk turbin angin Savonius konvensional tanpa silinder pada posisi sudut  $\theta = 0^\circ$ , terbentuk pusaran aliran atau *vortex* di bagian atas dan bawah *wake* akibat dari adanya *boundary layer separation*. Kemudian terbentuk *vortex* juga akibat turbin yang berputar pada daerah dekat poros di daerah sisi cembung sudu *advancing* dan sudu *returning*. Hal serupa juga terjadi pada turbin konvensional dengan posisi sudut  $\theta = 15^\circ$ , dan  $30^\circ$ . Kemudian pada sudut  $60^\circ$  hingga sudut putar  $150^\circ$ , *vortex* di sekitar poros untuk daerah sudu *advancing* tidak terbentuk.

Untuk turbin dengan penambahan silinder di samping sudu *advancing* dan di depan sudu *returning* dengan jarak  $Y/D = 1,42$ ,  $S/D = 1,42$  dan  $Y/D = 1,51$ ,  $S/D = 1,51$  di sudut putar  $0^\circ$  tidak terlalu dapat perbedaan. Pada sudut  $30^\circ$ ,  $60^\circ$  dan  $90^\circ$  mulai terjadi penyempitan daerah laluan sebagai akibat dari penambahan silinder di samping sudu *advancing* yang menyebabkan efek *nozzle* dengan kecepatan aliran udara di daerah *attached flow* meningkat di mana ditunjukkan dengan warna kontur yang berwarna merah terang. Kecepatan aliran yang meningkat, dapat menyebabkan penurunan tekanan. Penurunan tekanan ini yang membuat peningkatan gaya *drag* pada sudu *advancing*. Sedangkan pengaruh adanya silinder di depan sudu *returning* pada sudut ini yang awalnya diperkirakan akan menurunkan tekanan pada sisi cembung sudu *returning* ternyata tidak begitu memberikan efek yang besar. Hal ini dapat disebabkan karena jarak dari silinder masih terlalu dekat sehingga efek dari *shear layer* yang terlepas dari silinder tidak sampai menyinggung sudu turbin. Untuk sudut putar  $120^\circ$  dan  $150^\circ$ , terlihat bahwa celah antar turbin dengan silinder pengganggu semakin besar sehingga kecepatan aliran udara di daerah tersebut tidak mengalami kenaikan dan tidak dapat menaikkan torsi positif. Kemudian jika dilihat pada sudut  $150^\circ$ , adanya silinder di samping justru akan melemahkan dan menghilangkan efek *vortex* dari sudu *advancing*.



**Gambar 4. 14** Kontur Kecepatan Absolut Turbin Angin Savonius Konfigurasi Kedua pada Sudut 0°, 15°, 30°, 60°, dan 90° (berlanjut)



**Gambar 4. 15** Kontur Kecepatan Absolut Turbin Angin Savonius Konfigurasi Kedua pada sudut 120° dan 150° (lanjutan)

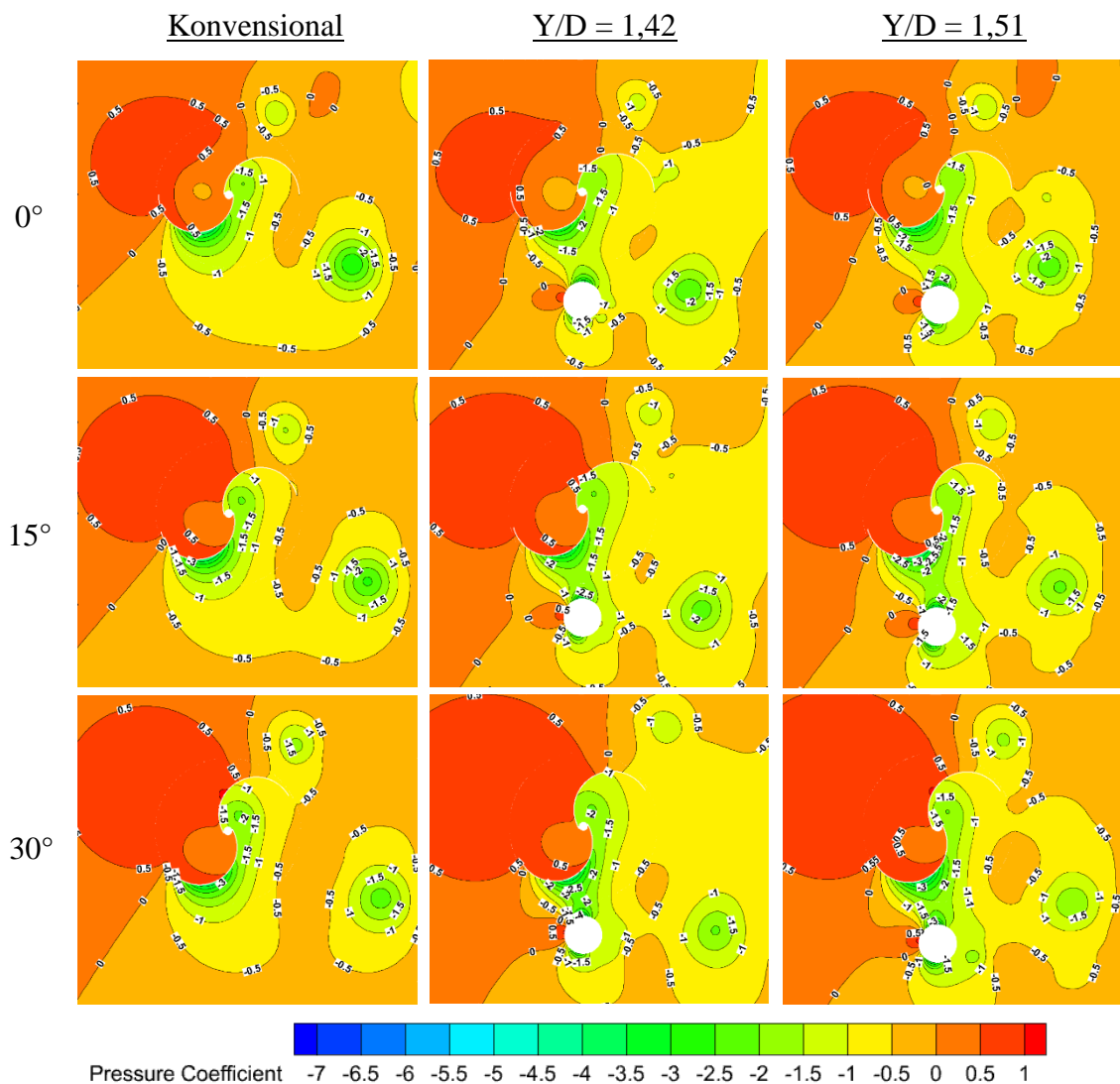
#### 4.2.5. Kontur Koefisien Tekanan

Pada sub bab ini akan ditampilkan kontur koefisien tekanan dari setiap variasi turbin angin Savonius yang dilakukan dalam penelitian ini. Koefisien tekanan merupakan nilai yang menunjukkan seberapa besar penurunan tekanan yang terjadi. Penurunan tekanan yang besar akan mengakibatkan turbin tersebut dapat lebih mudah berputar dan sesuai prinsip fluida dimana fluida mengalir dari daerah bertekanan tinggi ke daerah bertekanan rendah. Gambar 4.16 dan 4.17 menunjukkan perbandingan kontur koefisien tekanan dari turbin konvensional tanpa silinder dengan kontur koefisien tekanan turbin angin Savonius dengan penambahan silinder di samping sudu *advancing* dengan jarak  $Y/D = 1,42$  dan  $Y/D = 1,51$ . Pada posisi sudut putar  $\theta = 0^\circ$ , untuk ketiga turbin memiliki area dengan nilai koefisien tekanan yang hampir sama, yakni dengan nilai koefisien tekanan yang maksimal dengan nilai sebesar 0,5 di sisi cekung sudu *advancing* dan koefisien tekanan yang rendah dengan nilai sebesar -2 di area sisi cembung sudu *advancing*. Namun pada sudut  $\theta = 15^\circ$ , turbin dengan penambahan silinder  $Y/D = 1,42$  dan  $Y/D = 1,51$  mulai terlihat memiliki area dengan nilai koefisien tekanan rendah di -3 yang sedikit lebih luas.

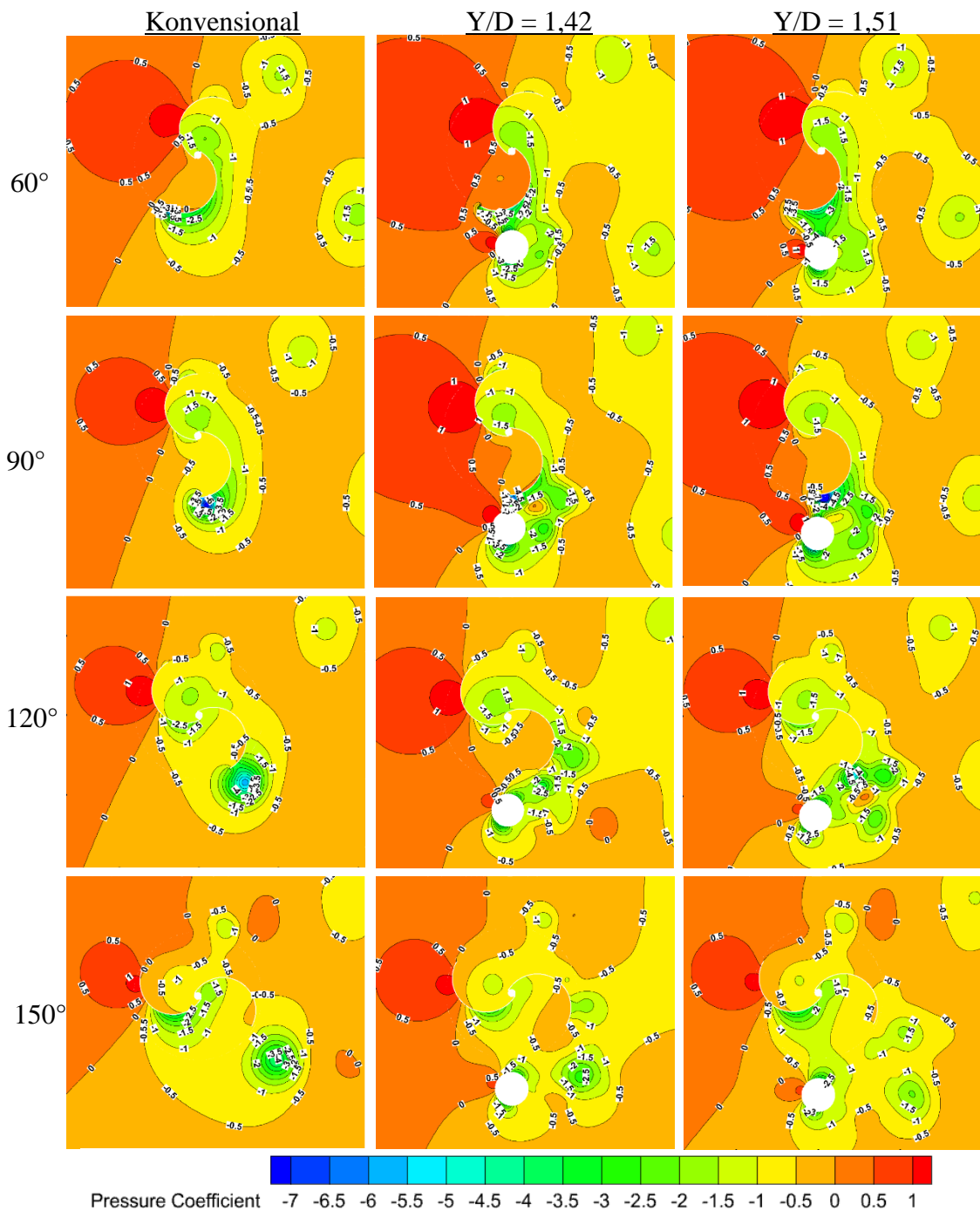
Pada sudut  $\theta = 30^\circ, 60^\circ, \text{ dan } 90^\circ$ , mulai jelas terlihat adanya perbedaan area dengan nilai koefisien tekanan yang lebih rendah di daerah sisi cembung sudu *advancing* untuk turbin angin Savonius dengan penambahan silinder di samping sudu *advancing*. Hal ini ditunjukkan dengan warna dari kontur tekanan yang berwarna hijau dan hijau kebiru-biruan dengan nilai -3,5 pada sudut 30° dan menyentuh nilai -6,5 pada sudut 90°. Keadaan ini bisa terjadi akibat adanya penambahan silinder pengganggu yang dapat memberikan efek *nozzle* sehingga kecepatan aliran udara yang mengalir lebih tinggi dan tekanan di sisi cembung sudu *advancing* akan menurun. Nilai koefisien tekanan yang menurun ini mengakibatkan perbedaan nilai koefisien tekanan antara sisi cekung dan cembung sudu *advancing* akan meningkat. Hal ini kemudian akan meningkatkan torsi positif dan dapat menghasilkan daya yang lebih besar. Sedangkan pada sudut turbin  $\theta = 120^\circ$  dan  $150^\circ$  mulai terjadi pergeseran area yang memiliki nilai koefisien

tekanan yang rendah seiring dengan berputarnya turbin. Hal ini disebabkan efek dari penyempitan daerah laluan sudah mulai tidak berpengaruh dan efek dari *wake* yang justru mengenai sisi cekung sudu *advancing*, hal ini menyebabkan nilai koefisien tekanannya mulai menurun menjadi -1 dan selisih nilai koefisien tekanan antara sisi cekung sudu *advancing* dan sisi cembung sudu *returning* akan menurun yang kemudian menyebabkan nilai  $C_m$  yang negatif.

Dari kontur koefisien tekanan ini juga dapat dilihat perbandingan pengaruh penambahan silinder di samping sudu *advancing* pada jarak  $Y/D = 1,42$  dan  $Y/D = 1,51$ . Di mana terlihat bahwa penambahan silinder dengan jarak  $Y/D = 1,51$  memiliki daerah nilai koefisien tekanan minimum sekitar lebih banyak dibandingkan dengan jarak silinder  $Y/D = 1,42$ . Hal ini ditunjukkan dengan daerah kontur hijau dan hijau kebiru-biruan yang lebih luas dengan nilai sekitar -3,5 hingga -6,5 di sudut  $30^\circ$ ,  $60^\circ$  dan  $90^\circ$ . Daerah dengan nilai koefisien minimum ini dapat meningkatkan gaya *drag* yang dihasilkan. Gaya *drag* yang meningkat berdampak pada kenaikan torsi positif dan daya yang dihasilkan oleh turbin. Karena keadaan tersebut, maka penambahan silinder di depan sudu *advancing* dengan jarak  $Y/D = 1,51$  lebih optimal untuk meningkatkan performa turbin jika dibandingkan dengan penambahan silinder dengan jarak  $Y/D = 1,42$ .



**Gambar 4. 16** Kontur Koefisien Tekanan Turbin Angin Savonius Konfigurasi Pertama pada Sudut sudut  $0^\circ$ ,  $15^\circ$ , dan  $30^\circ$  (berlanjut)



**Gambar 4. 17** Kontur Koefisien Tekanan Turbin Angin Savonius Konfigurasi Kedua pada Sudut 60°, 90°, 120°, dan 150° (lanjutan)

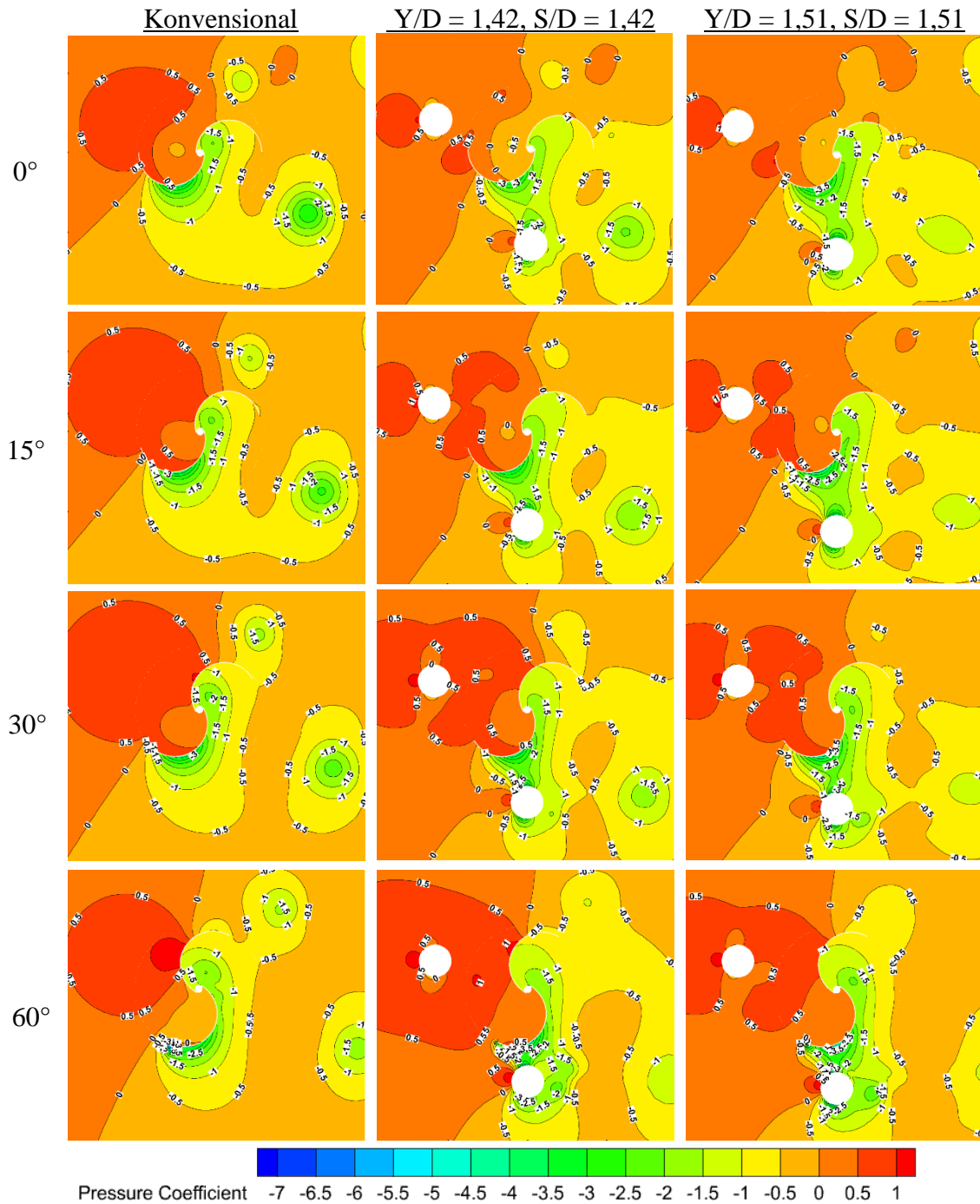
Gambar 4.18 dan 4.19 menunjukkan perbandingan kontur koefisien tekanan dari turbin konvensional tanpa silinder dengan kontur koefisien tekanan turbin angin Savonius dengan penambahan silinder di samping sudu *advancing* ( $Y/D$ ) dan di depan sudu *returning* ( $S/D$ ) dengan jarak  $Y/D = 1,42$ ,  $S/D = 1,42$  dan  $S/D = 1,51$ ,  $Y/D = 1,51$ . Pada posisi sudut putar  $\theta = 0^\circ$ , untuk turbin konvensional tanpa silinder memiliki area dengan nilai koefisien tekanan yang

maksimal di sisi cekung sudu *advancing* sebesar 0,5 dan koefisien tekanan yang rendah dengan nilai -3 di area sisi cembung sudu *advancing*. Sedangkan untuk turbin dengan penambahan silinder di samping sudu *advancing* dan di depan sudu *returning* memiliki nilai koefisien yang sedikit lebih rendah dibandingkan turbin konvensional dengan nilai sebesar 0 di sebagian daerah sisi cekung sudu *advancing*. Hal ini dapat disebabkan efek dari *wake* yang dihasilkan oleh silinder di depan *returning*. Sedangkan untuk bagian sisi cembung sudu *advancing* nilai koefisien tekanannya hampir sama dengan turbin konvensional dengan nilai sebesar -3 hingga -3,5. Namun pada sudut  $\theta = 15^\circ$ , turbin dengan penambahan silinder  $Y/D = 1,42$ ,  $S/D = 1,42$  dan  $Y/D = 1,51$ ,  $S/D = 1,51$  mulai terlihat memiliki area dengan nilai koefisien tekanan rendah sebesar -3,5 yang sedikit lebih luas di daerah sisi cembung sudu *advancing*. Koefisien tekanan yang rendah membuat perbedaan tekanan antara sisi cembung dan cekung sudu *advancing* meningkat, sehingga dapat meningkatkan gaya *drag* yang dihasilkan. Kemudian di bagian sisi cembung sudu *returning* terjadi penurunan koefisien tekanan dari 0 menjadi -0,5 jika dibandingkan dengan turbin konvensional. Hal ini disebabkan oleh adanya pengaruh penambahan silinder di depan sudu *returning* yang dapat menyebabkan tekanan turun di sudu *returning*. Koefisien tekanan yang turun menjadi sebesar -0,5 dapat membuat perbedaan koefisien tekanan antara sisi cembung dan cekung sudu *returning* berkurang sehingga gaya *drag* pada sudu *returning* berkurang. Kemudian jika digabungkan dengan meningkatnya gaya *drag* pada sudu *advancing* maka torsi positif dari turbin akan meningkat. Namun penurunan tekanan yang terjadi hanya sedikit, sehingga tidak terlalu memberikan dampak yang besar untuk peningkatan torsi positif turbin.

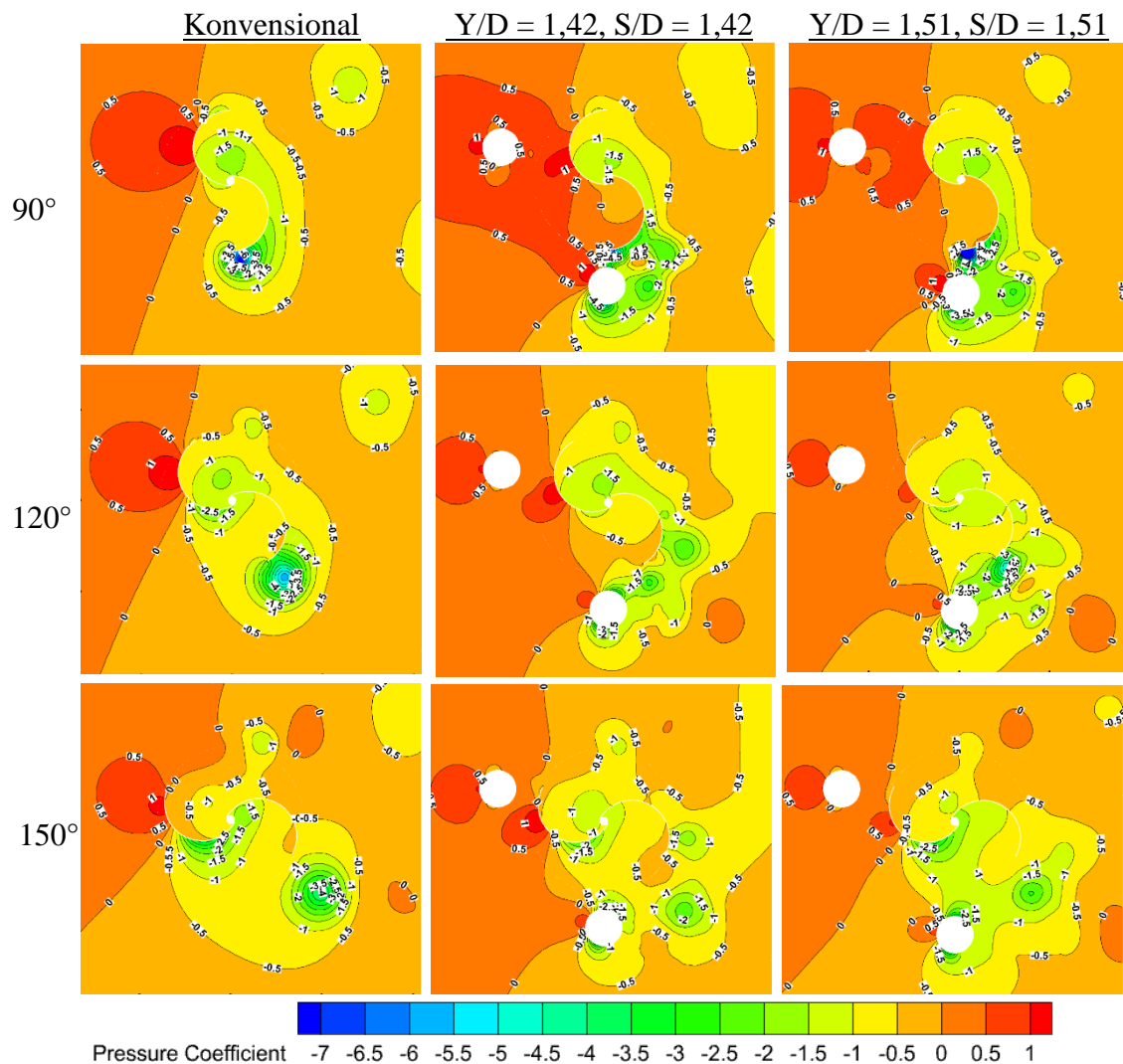
Pada sudut  $\theta = 30^\circ$ ,  $60^\circ$ , dan  $90^\circ$ , efek dari penyempitan daerah laluan oleh silinder pengganggu di samping sudu *advancing* mulai terlihat. Di mana perlahan area dengan nilai koefisien tekanan rendah dengan nilai sebesar -3 hingga -6,5 mulai terbentuk dan meluas pada sisi cembung sudu *advancing*. Sehingga perbedaan nilai koefisien tekanan antara sisi cekung dan cembung sudu *advancing* juga meningkat sehingga gaya *drag* juga meningkat. Namun pada sudut  $90^\circ$ , hal tersebut diikuti dengan peningkatan nilai koefisien tekanan pada sisi cembung sudu *returning* ditunjukkan dengan adanya *tiny positive pressure* dengan nilai sebesar 1 pada sudu *returning*. Peningkatan nilai koefisien tekanan ini menyebabkan perbedaan tekanan pada sudu *returning* kembali meningkat. Selain itu, adanya *tiny positive pressure* dapat mengurangi efek dari silinder di depan sudu *returning* dan dapat mengurangi gaya *drag* yang dihasilkan. Sehingga jika dijumlahkan untuk torsi positif yang dihasilkan lebih rendah jika dibandingkan dengan sudut-sudut putar sebelumnya. Sedangkan pada sudut turbin  $\theta = 120^\circ$  dan  $150^\circ$  mulai terjadi pergeseran area yang memiliki nilai koefisien tekanan yang rendah seiring dengan berputarnya turbin. Hal ini disebabkan efek dari penyempitan daerah laluan sudah mulai tidak berpengaruh dan efek dari *wake* yang justru mengenai sisi cekung sudu *advancing*, hal ini menyebabkan nilai koefisien tekanannya mulai menurun menjadi 1 dan selisih nilai koefisien tekanan antara sisi cekung sudu *advancing* dan sisi cembung sudu *returning* akan menurun. Hal ini kemudian dapat menyebabkan nilai  $C_m$  yang negatif.

Dari kontur koefisien tekanan ini juga dapat dilihat perbandingan pengaruh penambahan silinder di samping sudu *advancing* ( $Y/D$ ) dan di depan sudu *returning* ( $S/D$ ) pada jarak  $Y/D = 1,42$ ,  $S/D = 1,42$  dan  $Y/D = 1,51$ ,  $S/D = 1,51$ . Di mana terlihat bahwa penambahan silinder dengan jarak  $Y/D = 1,51$   $S/D = 1,51$  memiliki daerah nilai koefisien tekanan minimum lebih luas jika dibandingkan dengan jarak silinder  $Y/D = 1,42$   $S/D = 1,42$  sebagai akibat dari adanya silinder di samping sudu *advancing*. Hal ini ditunjukkan dengan daerah kontur hijau dan biru yang lebih luas dengan nilai -6,5 dan banyak di sudut  $30^\circ$ ,  $60^\circ$  dan  $90^\circ$ . Daerah dengan nilai koefisien minimum ini dapat meningkatkan gaya *drag* yang dihasilkan. Karena keadaan tersebut, maka penambahan silinder di samping sudu *advancing* dan di depan sudu *returning* dengan jarak  $Y/D = 1,51$ ,  $S/D = 1,51$  lebih baik jika dibandingkan dengan penambahan silinder

dengan jarak  $Y/D = 1,42$  ,  $S/D = 1,42$ . Namun keadaan tersebut diikuti dengan kurang berpengaruhnya pemberian silinder di depan sudu *returning*. Di mana yang awalnya diharapkan dapat menurunkan tekanan di sisi cembung sudu *returning*, pada kontur koefisien tekanan terlihat tidak terlalu dapat untuk menurunkan tekanan hanya terjadi penurunan nilai sebesar 0,5. Hal ini dapat terjadi bisa dikarenakan jarak dari silinder yang terlalu dekat dengan turbin, sehingga *shear layer* yang terlepas tidak benar-benar menyinggung turbin. Hal ini kemudian yang menyebabkan penambahan silinder di samping sudu *advancing* dan di depan sudu *returning* tidak dapat dikatakan lebih baik jika dibandingkan dengan turbin konvensional tanpa silinder.



**Gambar 4. 18** Kontur Koefisien Tekanan Turbin Angin Savonius Konfigurasi Kedua pada sudut 0°, 15°, 30°, dan 60° (berlanjut)



**Gambar 4. 19** Kontur Koefisien Tekanan Turbin Angin Savonius Konfigurasi Kedua pada sudut 90°, 120° dan 150° (lanjutan)

### 4.3 Diskusi

Pada sub bab ini, akan dijelaskan tentang beberapa pembahasan terkait dengan perbedaan-pebedaan yang terjadi dalam hasil simulasi.

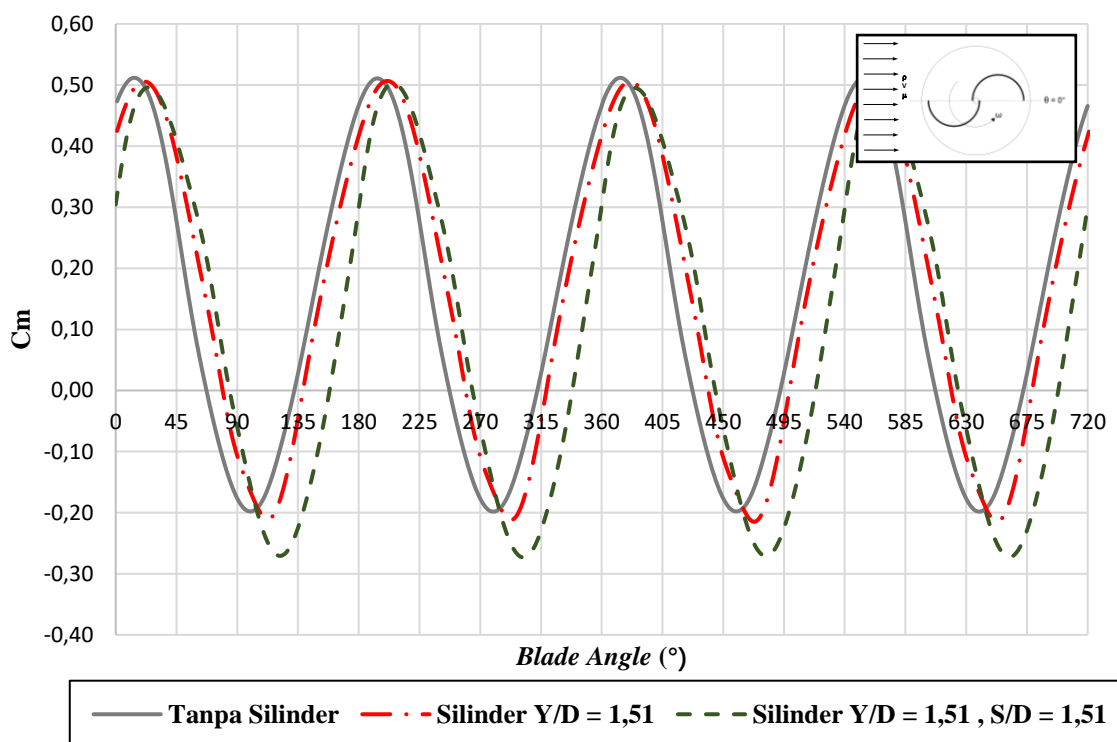
#### 4.3.1. Penurunan Performa Secara Drastis Pada Turbin dengan Penambahan Dua Silinder

Berdasarkan hasil simulasi yang telah disampaikan sebelumnya, terdapat sedikit perbedaan dan keanehan yang terjadi pada hasil simulasi. Di mana terjadi penurunan nilai CoP secara ekstrim pada TSR 1,0 dan TSR 1,2 untuk turbin dengan variasi penambahan silinder di samping sudu *advancing* (Y/D) dan di depan sudu *returning* (S/D). Karena hal tersebut, pada sub bab ini akan dijelaskan apa-apa saja yang dapat menyebabkan penurunan tersebut terjadi berdasarkan grafik nilai *coefficient of moment* terhadap fungsi sudut putar turbin, kontur kecepatan, dan kontur tekanan.

Gambar 4.20 menunjukkan grafik perbandingan nilai *coefficient of moment* (Cm) tiap posisi sudut putar turbin untuk dua putaran penuh rotor pada turbin angin Savonius dengan penambahan silinder di samping sudu *advancing* (Y/D) dan di depan sudu *returning* (S/D) dengan jarak Y/D = 1,51, S/D = 1,51 yang dibandingkan dengan nilai Cm dari turbin angin

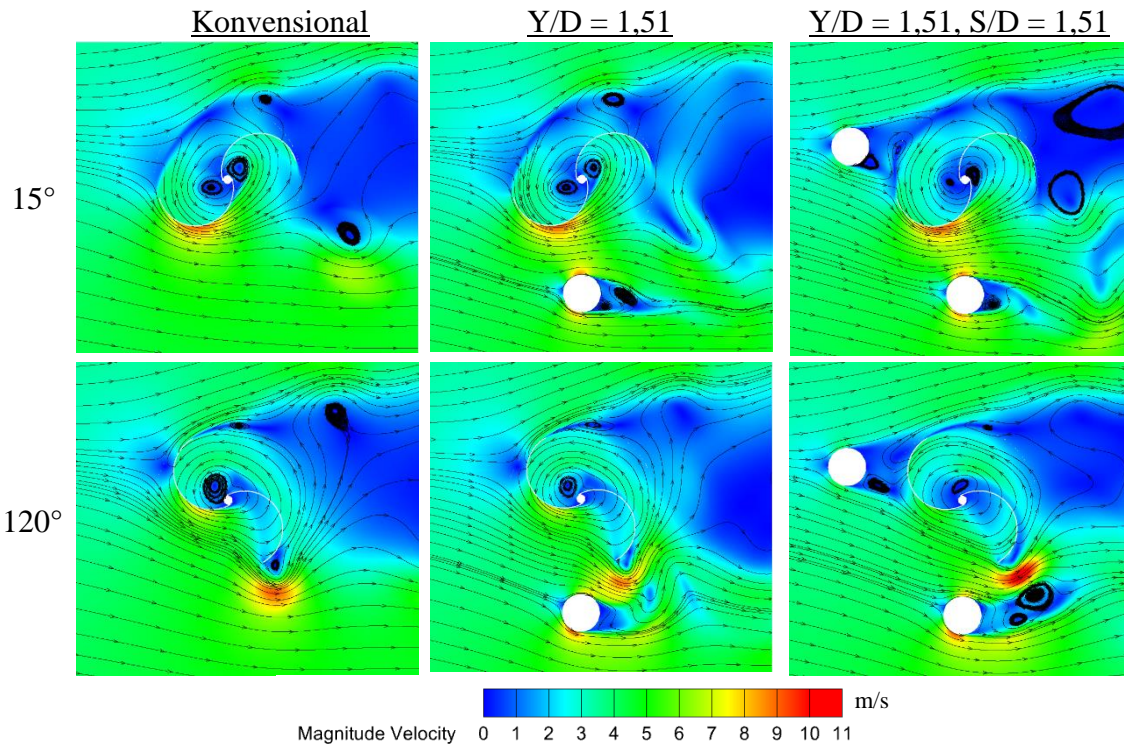


Savonius dengan penambahan silinder di samping sudu *advancing* ( $Y/D$ ) variasi jarak  $Y/D = 1,51$  dan turbin tanpa silinder. Pada turbin angin Savonius dengan penambahan dua silinder dengan jarak  $Y/D = 1,51$ ,  $S/D = 1,51$ ,  $C_m$  maksimum didapatkan pada saat posisi rotor  $30^\circ$  dengan nilai sebesar  $0,5$  dan  $C_m$  minimum didapatkan pada saat posisi rotor  $120^\circ$  sebesar  $-0,27$ . Sedangkan untuk turbin dengan penambahan satu silinder  $Y/D = 1,51$  nilai  $C_m$  maksimum didapatkan pada saat posisi rotor  $15^\circ$  dengan nilai  $C_m$  sebesar  $0,5$  dan  $C_m$  minimum didapatkan saat posisi rotor  $30^\circ$  dengan nilai sebesar  $-0,27$ . Jika dibandingkan dengan nilai  $C_m$  turbin tanpa silinder, nilai  $C_m$  maksimum dari variasi turbin ini mengalami pergeseran. Hal ini disebabkan karena saat posisi sudut  $30^\circ$ , penambahan silinder di depan sudu *returning* membantu mengarahkan aliran menuju sudu *advancing* kemudian penambahan silinder di samping sudu *advancing* juga berpengaruh dalam peningkatan kecepatan di sisi cembung sudu *advancing*. Sehingga pemanfaatan aliran yang lebih maksimal yang menyebabkan nilai  $C_m$  maksimum turbin dengan silinder di samping sudu *advancing* dan di depan sudu *returning* didapatkan saat sudut  $30^\circ$ . Berdasarkan grafik, juga diketahui bahwa nilai  $C_m$  minimum negatif untuk kedua variasi mengalami penurunan, namun terlihat bahwa untuk variasi turbin dengan penambahan silinder di samping sudu *advancing* ( $Y/D$ ) dan di depan sudu *returning* ( $S/D$ ),  $C_m$  minimumnya jauh turun secara drastis. Hal ini disebabkan karena pada sudut tersebut berdasarkan kontur kecepatan yang akan dijelaskan selanjutnya, di TSR 1,0 turbin sudah berputar dengan cepat sehingga aliran angin yang melalui silinder di samping sudu *advancing* tidak sampai terdefleksi menuju sisi cembung sudu *advancing*. Hal ini yang menyebabkan nilai  $C_m$  jatuh turun drastis. Fenomena ini berbeda dengan penambahan satu silinder di samping sudu *advancing* saja. Di mana pada variasi tersebut terdapat aliran yang *terattached* kembali menuju sudu *advancing* yang dapat menghasilkan nilai  $C_m$  minimum yang lebih tinggi.



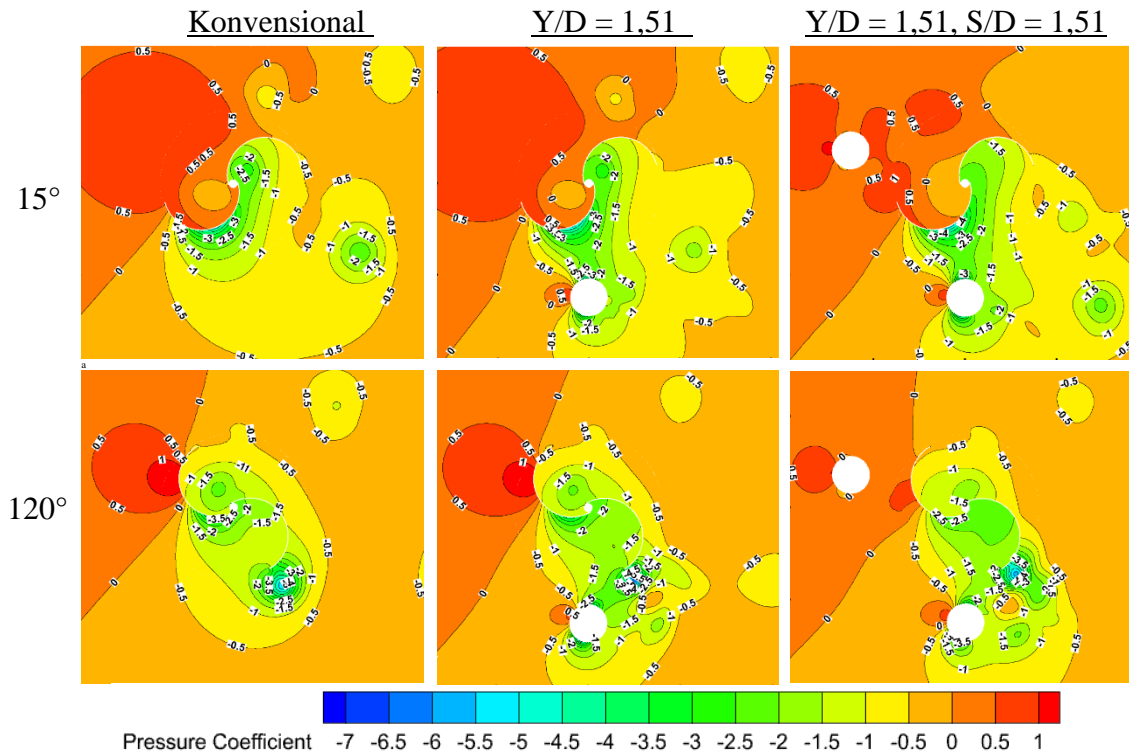
**Gambar 4. 20** Grafik Perbandingan Nilai *Coefficient of Moment* ( $C_m$ ) Berdasarkan Fungsi *Blade Angle* ( $^\circ$ ) untuk untuk Turbin Angin Savonius dengan Penambahan Silinder di Samping Sudu *Advancing* ( $Y/D$ ) dan di Depan Sudu *Returning* ( $S/D$ ) pada TSR 1,0

Gambar 4.21 menunjukkan perbandingan kontur kecepatan dari turbin angin Savonius konvensional tanpa silinder, turbin angin Savonius dengan penambahan silinder di samping sudu *advancing* (Y/D) dengan turbin angin Savonius dengan penambahan silinder di samping sudu *advancing* (Y/D) dan di depan sudu *returning* (S/D) pada TSR 1.0. Kontur kecepatan ini dianalisa pada sudut  $15^\circ$  karena pada sudut tersebut terjadi penurunan nilai  $C_m$  yang signifikan. Kemudian juga dianalisa pada sudut  $120^\circ$  yang menghasilkan nilai  $C_m$  minimum dan perbedaan nilai  $C_m$  yang signifikan untuk satu sama lain. Pada turbin konvensional tanpa silinder terlihat bahwa pada sudut  $15$  derajat, terdapat *vortex* akibat dari sudu *returning* dan *vortex* akibat dari sudu *advancing*. Sedangkan pada turbin dengan variasi jarak silinder Y/D = 1,51 dan silinder Y/D = 1,51 dan S/D = 1,51 terlihat bahwa *vortex* akibat pengaruh sudu *advancing* dan sudu *returning* mulai melemah dan bahkan tidak terbentuk. Selain itu pada sisi cembung sudu *advancing*, pada variasi penambahan dua silinder Y/D = 1,51 dan S/D = 1,51 pengaruh penambahan silinder dapat membuat daerah aliran *attached flow* yang berkecepatan tinggi mengecil. Daerah yang mengecil ini terjadi karena saat turbin sudah berputar dengan kecepatan tinggi, aliran udara yang mengalir tidak dapat dimanfaatkan secara sempurna sehingga aliran *attached flow* nya lebih sempit. Kedua hal ini yang kemudian dapat mengurangi nilai  $C_m$  maksimum yang dimiliki oleh turbin dengan variasi lebih menurun. Kemudian pada sudut  $120$  derajat, pada variasi penambahan dua silinder di samping sudu *advancing* dan di depan sudu *returning* juga terlihat bahwa aliran udara yang *reattached* menuju sisi cembung sudu *advancing* juga berkurang dan hampir tidak ada sehingga nilai  $C_m$  nya menjadi turun drastis. Hal ini berbeda dengan turbin yang ditambahkan satu silinder saja. Di mana pada variasi tersebut aliran udara yang *reattached* akibat pengaruh *wake* dari silinder masih ada dan mengenai turbin sehingga kecepatan di belakang sisi cembung sudu *advancing* meningkat dan tekanan menurun. Sehingga nilai  $C_m$  lebih tinggi dibandingkan dengan tanpa silinder dan variasi dua silinder.



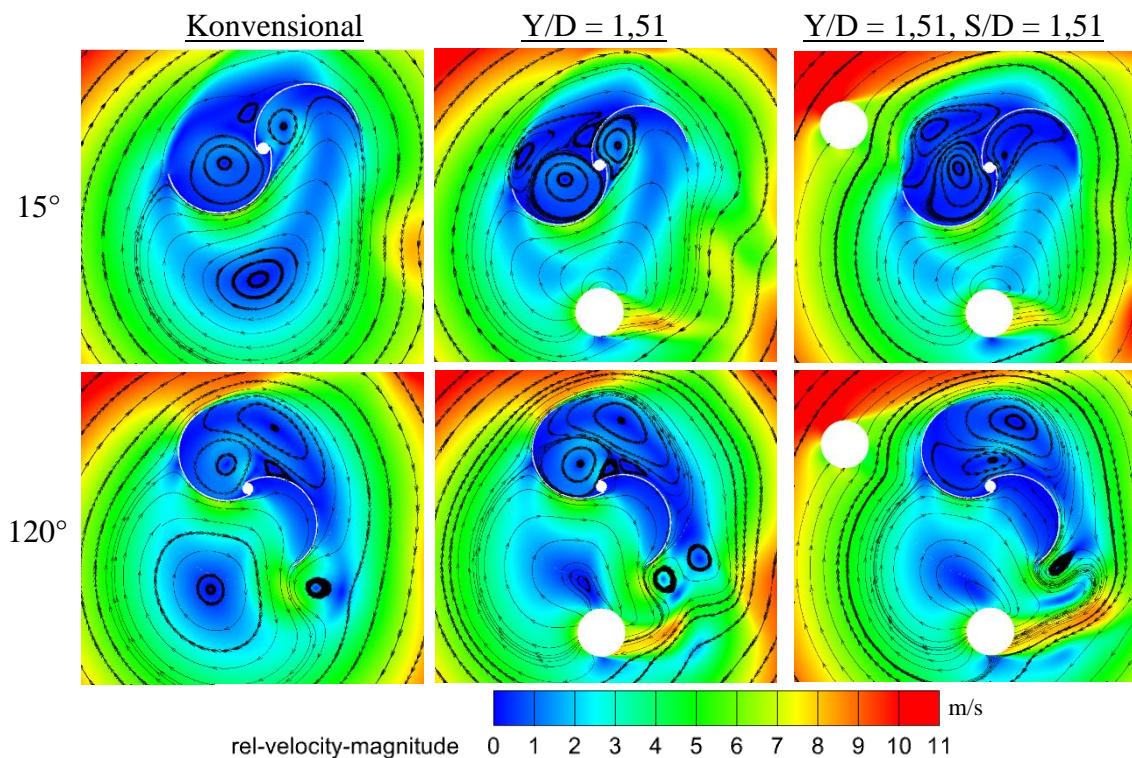
**Gambar 4. 21** Kontur Kecepatan Absolut Turbin Angin Savonius pada Konfigurasi Pertama Y/D = 1,51 dan Konfigurasi Kedua Y/D = 1,51 , S/D = 1,51 pada TSR 1,0

Gambar 4.22 menunjukkan perbandingan kontur koefisien tekanan dari turbin angin Savonius konvensional tanpa silinder, turbin angin Savonius dengan penambahan silinder di samping sudu *advancing* (Y/D) dan turbin angin Savonius dengan penambahan silinder di samping sudu *advancing* (Y/D) dan di depan sudu *returning* (S/D) pada TSR 1.0. Kontur koefisien tekanan ini dianalisa pada sudut  $15^\circ$  karena pada sudut tersebut terjadi penurunan nilai  $C_m$  yang signifikan. Kemudian juga dianalisa pada sudut  $120^\circ$  yang menghasilkan nilai  $C_m$  minimum dan perbedaan nilai  $C_m$  yang signifikan untuk satu sama lain. Pada sudut  $15^\circ$  turbin konvensional tanpa silinder memiliki daerah berkoefisien tekanan rendah sebesar -4 yang luas menyelimuti sisi cembung sudu *advancing* jika dibandingkan dengan turbin dengan penambahan silinder. Hal ini disebabkan karena pada TSR 1.0 turbin sudah berputar dengan kecepatan yang tinggi, sehingga pengaruh dari penyempitan daerah laluan akibat penambahan silinder di samping sudu *advancing* tidak terlalu baik dan aliran udara yang melewati celah tersebut tidak termanfaatkan dengan baik. Di mana terlihat pada kontur tekanan aliran berkecepatan tinggi yang mengenai sudu *advancing* lebih sedikit ditunjukkan dengan area tekanan rendah dengan nilai -4 yang lebih sempit pada sisi cembung sudu *advancing*. Hal ini yang menyebabkan nilai  $C_m$  turun drastis jika dibandingkan dengan turbin konvensional tanpa silinder. Namun pada turbin dengan penambahan silinder di samping sudu *advancing* saja tidak diikuti dengan penurunan tekanan pada sisi cekung sudu *advancing* sehingga perbedaan tekanan tetap besar dan nilai  $C_m$  lebih besar. Pada sudut  $120^\circ$  derajat terlihat bahwa pada turbin dengan variasi penambahan silinder Y/D = 1,51 dan S/D = 1,51 memiliki daerah nilai koefisien tekanan rendah yang lebih luas sebesar -2,5 pada sisi cekung sudu *advancing* dan dengan daerah berkoefisien tekanan tinggi sebesar -0,5 pada sisi cembung sudu *advancing*. Hal ini menyebabkan aliran justru menahan dan melawan putarnya turbin yang kemudian dapat membuat nilai  $C_m$  turun.



**Gambar 4. 22** Kontur Koefisien Tekanan pada Konfigurasi Pertama Y/D = 1,51 dan Konfigurasi Kedua Y/D = 1,51 , S/D = 1,51 pada TSR 1,0

Gambar 4.23 menunjukkan kontur kecepatan relatif dari turbin angin Savonius dengan penambahan silinder di samping sudu *advancing* ( $Y/D$ ) dan di depan sudu *returning* ( $S/D$ ) variasi jarak  $Y/D = 1,51$  dan  $S/D = 1,51$  dibandingkan dengan turbin dengan penambahan silinder  $Y/D = 1,51$  dan turbin konvensional tanpa silinder. Kecepatan relatif menunjukkan kecepatan yang diamati saat berada pada pusat rotor, sehingga turbin dianggap diam. Dengan menggunakan kecepatan relatif, dapat mengetahui arah aliran dari fluida. Pada sudut  $15^\circ$ , pada turbin konvensional terlihat bahwa aliran udara sampai menyinggung sisi cekung sudu *advancing*. Sedangkan turbin dengan penambahan silinder aliran udara tidak sampai menyinggung sudu *advancing* sehingga pada sudut tersebut nilai  $C_m$  nya lebih rendah. Kemudian pada sudut  $120^\circ$ , lebih terlihat jelas perbedaannya. Di mana pada turbin variasi jarak  $Y/D = 1,51$  dan  $S/D = 1,51$  aliran fluida yang melewati sudu *returning* bergerak *attached* di sisi cembung sudu *advancing*. Aliran tersebut menyinggung sisi cembung pada daerah dekat poros dan mengalir mengikuti sisi cembung *advancing*. Hal ini yang dapat menyebabkan nilai koefisien tekanan lebih tinggi di sisi cembung sudu *advancing* dan membuat aliran udara lebih condong untuk melawan putaran turbin dan melawan torsi positif turbin. Kemudian terlihat bahwa *vortex* yang berada di sudu *advancing* berkurang dan mengecil, sehingga dapat mengganggu aliran yang *attached* di sisi cembung sudu *advancing*. Kedua fenomena ini yang membuat nilai  $C_m$  menurun secara drastis pada TSR 1,0.



**Gambar 4. 23** Kontur Kecepatan Relatif Turbin Angin Savonius pada Konfigurasi Pertama  $Y/D = 1,51$  dan Konfigurasi Kedua  $Y/D = 1,51$  ,  $S/D = 1,51$  pada TSR 1,0

## BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

### 5.1 Kesimpulan

Berdasarkan dari simulasi yang telah dilakukan, kesimpulan yang dapat diambil dari penelitian studi numerik ini yakni bahwa :

1. Penambahan silinder di samping sudu *advancing* (Y/D) dapat meningkatkan performa turbin angin Savonius. Di mana untuk variasi jarak Y/D = 1,42 dan Y/D = 1,51 terjadi peningkatan performa sebesar 1,86 % dan 5,71 %. Sedangkan untuk konfigurasi kedua, penambahan silinder di samping sudu *advancing* (Y/D) dan di depan sudu *returning* (S/D) tidak terlalu memberikan pengaruh terhadap performa turbin angin Savonius. Di mana untuk variasi jarak Y/D = 1,42 , S/D = 1,42 tidak mengalami kenaikan performa, sedangkan untuk variasi jarak Y/D = 1,51 , S/D = 1,51 mengalami sedikit peningkatan performa sebesar 1,55% pada TSR 0,6.
2. Nilai *Coefficient of power* tertinggi didapatkan turbin angin Savonius dengan variasi konfigurasi pertama yakni penambahan silinder di samping sudu *advancing* (Y/D). Nilai CoP tertinggi didapatkan turbin dengan variasi jarak Y/D = 1,51 sebesar 0,18 pada TSR 0,8. Sedangkan untuk variasi jarak Y/D = 1,42 nilai CoP hanya sebesar 0,17 pada TSR 0,8. Lalu turbin dengan variasi konfigurasi kedua dengan penambahan silinder di samping sudu *advancing* (Y/D) dan di depan sudu *returning* (S/D) tidak menghasilkan nilai CoP yang lebih baik. Peningkatan nilai CoP hanya terjadi pada variasi jarak Y/D = 1,51 dan S/D = 1,51 sebesar 0,16 pada TSR 0,6. Jika dibandingkan dengan turbin tanpa silinder, nilai *Coefficient of moment* dari konfigurasi pertama dengan penambahan silinder di samping sudu *advancing* pada kedua variasi jarak Y/D = 1,42 dan 1,51 sama-sama memiliki nilai yang lebih tinggi pada TSR 0,6 hingga TSR 1,0. Pada konfigurasi kedua dengan penambahan silinder di samping sudu *advancing* dan di depan sudu *returning* , secara keseluruhan tidak mengalami kenaikan nilai Cm. Terjadi peningkatan sedikit hanya pada TSR 0,6 untuk variasi jarak Y/D = 1,51 dan S/D = 1,51.
3. Berdasarkan kontur kecepatan dan kontur tekanan, penambahan silinder di samping sudu *advancing* mengakibatkan penyempitan daerah laluan dan terbentuk efek *nozzle* yang menyebabkan peningkatan kecepatan pada *attached flow* yang di sisi cembung sudu *advancing* yang kemudian dapat menyebabkan peningkatan gaya *drag* pada sudu *advancing*. Sedangkan pada konfigurasi kedua dengan penambahan silinder di samping sudu *advancing* dan di depan sudu *returning* terlihat bahwa pengaruh silinder di depan sudu *returning* tidak terlalu berdampak di karenakan jarak silinder terlalu dekat sehingga aliran udara lebih terhalang dan *shear layer* dari silinder tidak sampai menyinggung turbin. Bahkan aliran yang melewati sudu *returning* juga akan *attached* pada sisi cembung sudu *advancing* dan melawan torsi positif sehingga daya yang dihasilkan oleh konfigurasi ini lebih menurun.

### 5.2 Saran

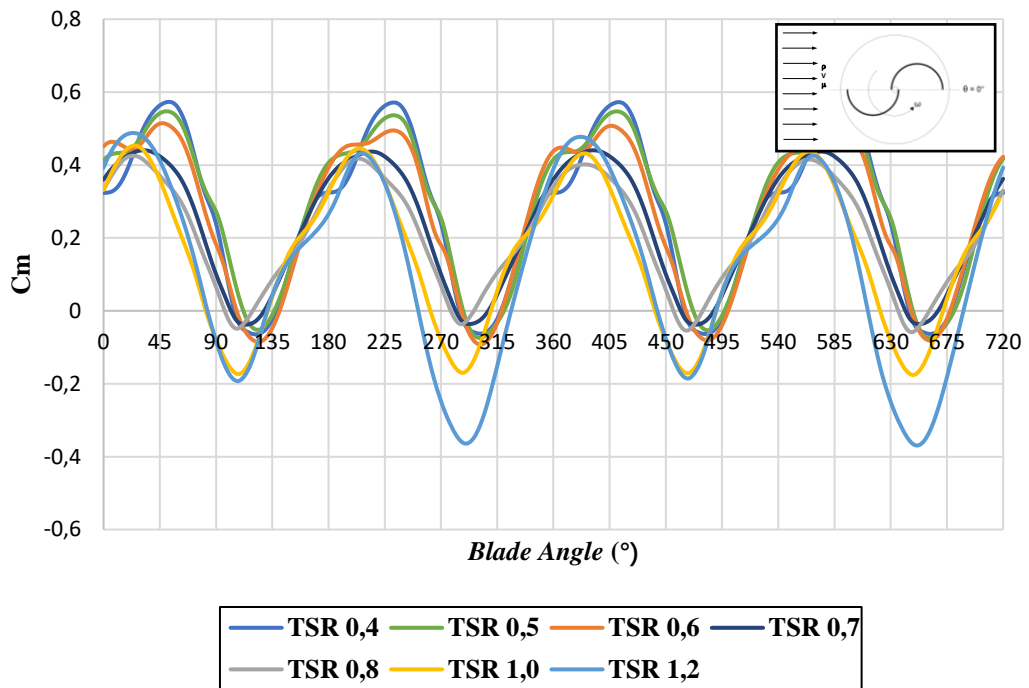
Adapun saran dan rekomendasi yang diberikan untuk kebaikan dan kemajuan penelitian lebih lanjut adalah sebagai berikut :

1. Penelitian lebih lanjut dengan menggunakan studi numerik model tiga dimensi sangat dianjurkan agar dapat lebih mengetahui secara detail fenomena-fenomena yang terjadi.
2. Penelitian lebih lanjut dengan menggunakan variasi antara jarak vertikal silinder (Y/D) dan jarak horizontal silinder (S/D) yang berbeda sangat dianjurkan. Karena dalam penelitian ini belum dilakukan variasi yang berbeda antara Y/D dan S/D.

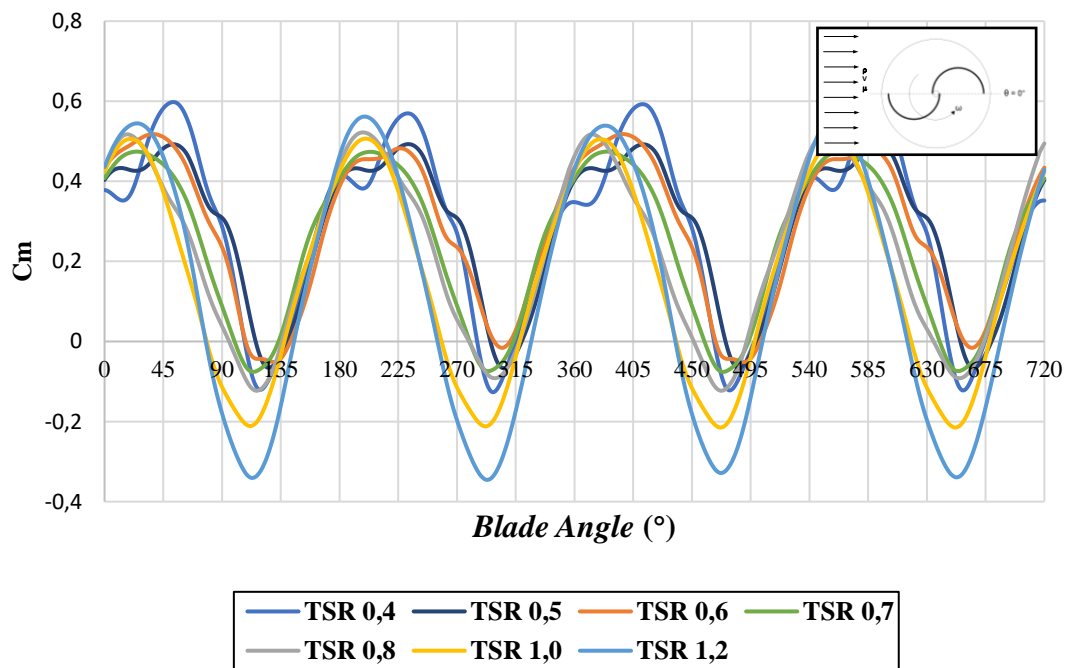
## DAFTAR PUSTAKA

- Agus Setiawan, P., Yuwono, T., & Aries Widodo, W. (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 IJMME-IJENS*, 19(06), 41.
- Altan, B. D., Atilgan, M., & Özdamar, A. (2008). An Experimental Study on Improvement of a Savonius Rotor Performance with Curtaining. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 32(8), 1673–1678. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2008.06.006>
- Aziz, E. S., Chassapis, C., Esche, S., Dai, S., Xu, S., & Jia, R. (2008). Online Wind Tunnel Laboratory. *ASEE Annual Conference and Exposition, Conference Proceedings*. <https://doi.org/10.18260/1-2--3402>
- Dewi, R. M. (2021). *Studi Eksperimen Peningkatan Kinerja Turbin Angin Savonius dengan Penempatan Silinder Sirkular sebagai Pengganggu di Depan Returning Blade Turbin*.
- Hau, E. (2013). Wind turbines: Fundamentals, Technologies, Application, Economics. In *Wind Turbines: Fundamentals, Technologies, Application, Economics* (Vol. 9783642271519). Springer-Verlag Berlin Heidelberg. <https://doi.org/10.1007/978-3-642-27151-9>
- Hemami, A. (2012). *Wind Turbine Technology*. Cengage Learning. [www.cengage.com/highered](http://www.cengage.com/highered)
- Maghfira, R. (2016). *Studi Eksperimen Pengaruh Jarak Antara Silinder Pengganggu Sirkular dengan Returing Blade Turbin Angin Tipe Savonius terhadap Performa Turbin “Studi kasus untuk perbandingan diameter silinder pengganggu terhadap diameter sudu turbin ( $d/D$ ) = 0,5.”*
- Mohamed, M. H., Janiga, G., Pap, E., & Thèvenin, D. (2010). Optimization of Savonius Turbines Using an Obstacle Shielding the Returning Blade. *Renewable Energy*, 35(11), 2618–2626. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2010.04.007>
- Nafi’ah, L. A. (2018). *Studi Eksperimen Pengaruh Silinder Pengganggu Terhadap Performa Turbin Angin Savonius*.
- Sakti, G., Yuwono, T., & Widodo, W. A. (2019). Experimental and Numerical Investigation of I-65° Type Cylinder Effect on the Savonius Wind Turbine Performance. *International Journal of Mechanical & Mechatronics Engineering IJMME-IJENS*, 19, 115–125.
- Syarifah, L. (2022). *Studi Numerik Turbin Angin Savonius Tipe Bach dengan Variasi Overlap dan Panjang Plat yang Bertumpuk*.
- Tsutsui, T., & Igarashi, T. (2002). Drag reduction of a circular cylinder in an air-stream. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 90, 527–541.
- Yuwono, T., Sakti, G., Nur Aulia, F., & Chandra Wijaya, A. (2020). Improving the performance of Savonius wind turbine by installation of a circular cylinder upstream of returning turbine blade: Improving the Performance of Savonius Wind Turbine. *Alexandria Engineering Journal*, 59(6), 4923–4932. <https://doi.org/10.1016/j.aej.2020.09.009>

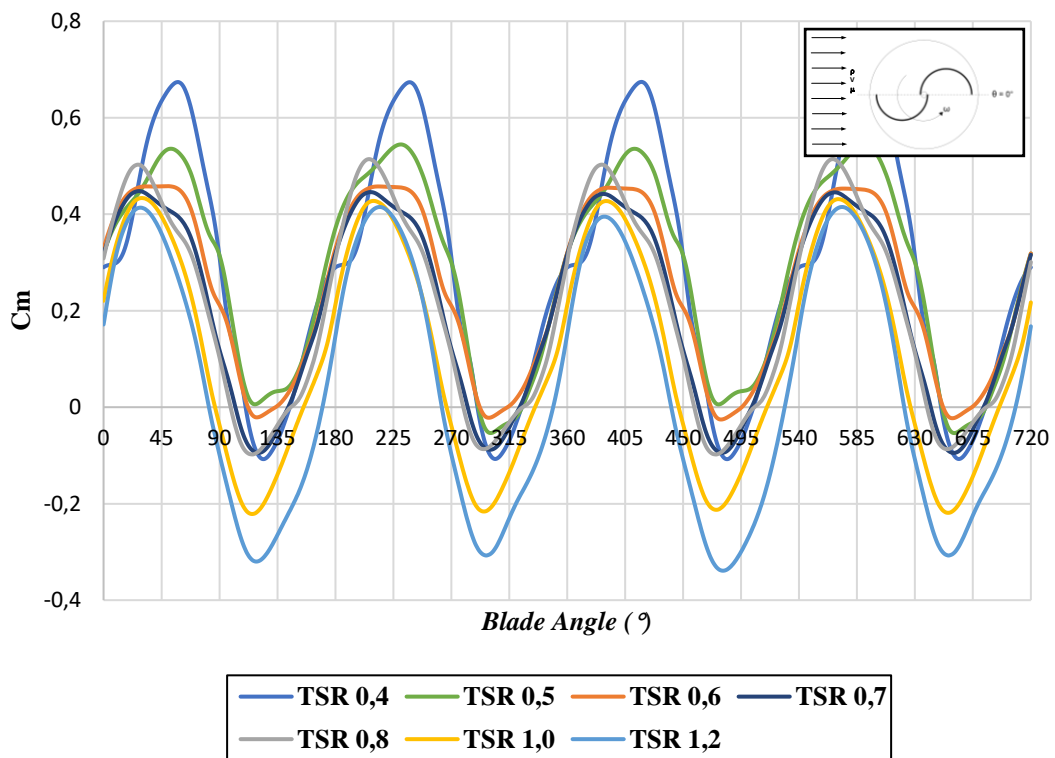
## LAMPIRAN



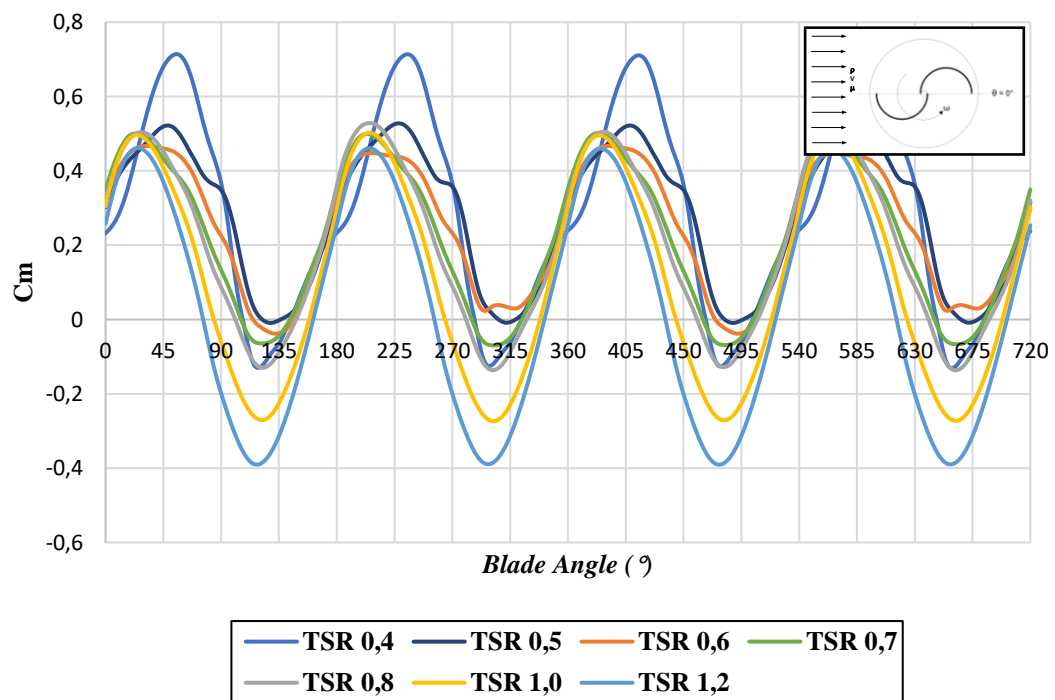
**Gambar 1** Grafik Perbandingan Nilai *Coefficient of Moment* ( $C_m$ ) Berdasarkan Fungsi *Blade Angle* ( $^\circ$ ) untuk untuk Turbin Angin Savonius dengan Penambahan Silinder di Samping Sudu *Advancing*  $Y/D = 1,42$



**Gambar 2** Grafik Perbandingan Nilai *Coefficient of Moment* ( $C_m$ ) Berdasarkan Fungsi *Blade Angle* ( $^\circ$ ) untuk untuk Turbin Angin Savonius dengan Penambahan Silinder di Samping Sudu *Advancing*  $Y/D = 1,51$

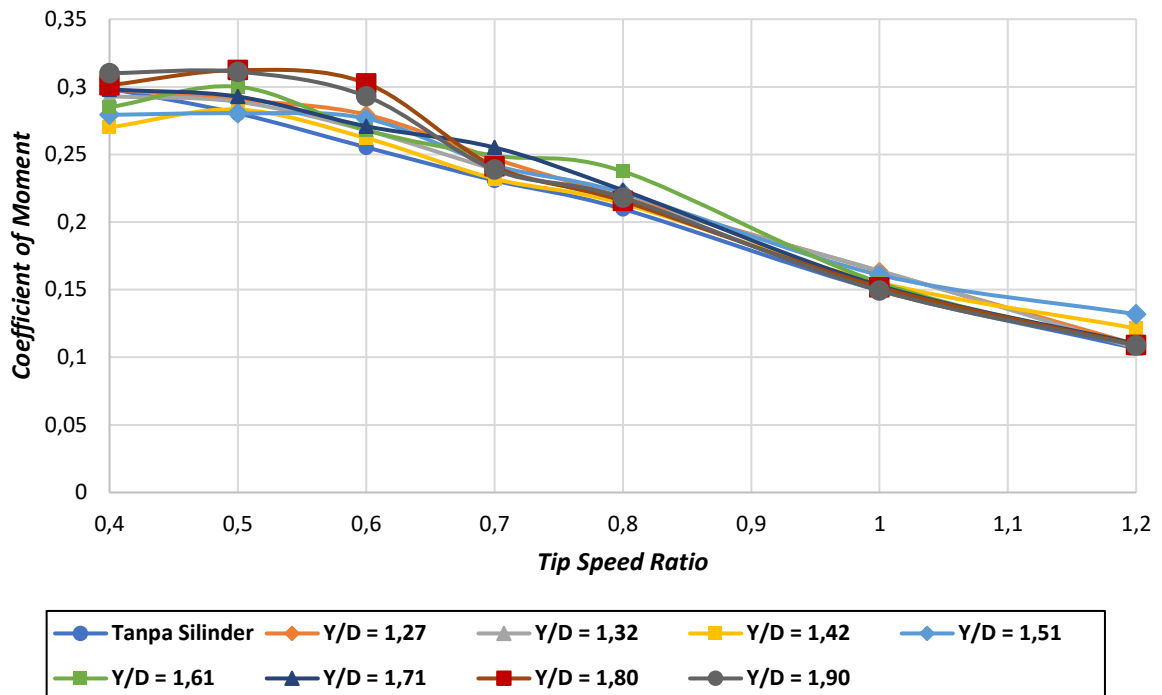


**Gambar 3** Grafik Perbandingan Nilai *Coefficient of Moment* ( $C_m$ ) Berdasarkan Fungsi *Blade Angle* ( $^\circ$ ) untuk untuk Turbin Angin Savonius dengan Penambahan Silinder di Samping Sudu *Advancing* dan di depan Sudu *Returning*  $Y/D = 1,42$  ,  $S/D = 1,42$

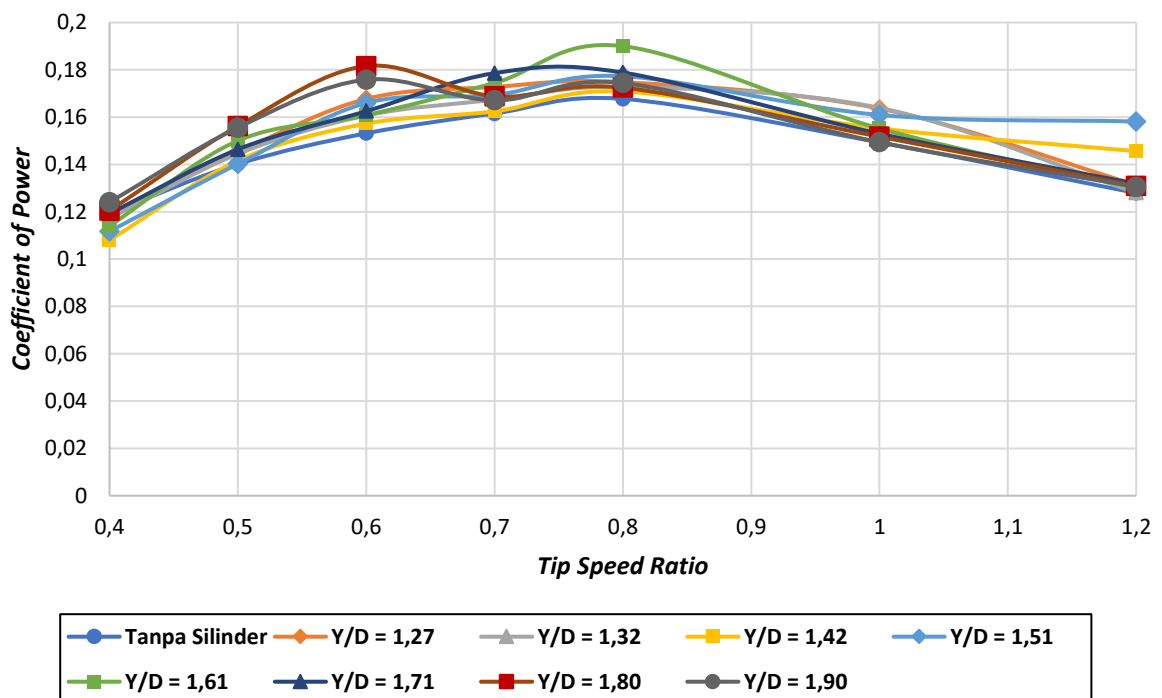


**Gambar 4** Grafik Perbandingan Nilai *Coefficient of Moment* ( $C_m$ ) Berdasarkan Fungsi *Blade Angle* ( $^\circ$ ) untuk untuk Turbin Angin Savonius dengan Penambahan Silinder di Samping Sudu *Advancing* dan di depan Sudu *Returning*  $Y/D = 1,51$  ,  $S/D = 1,51$

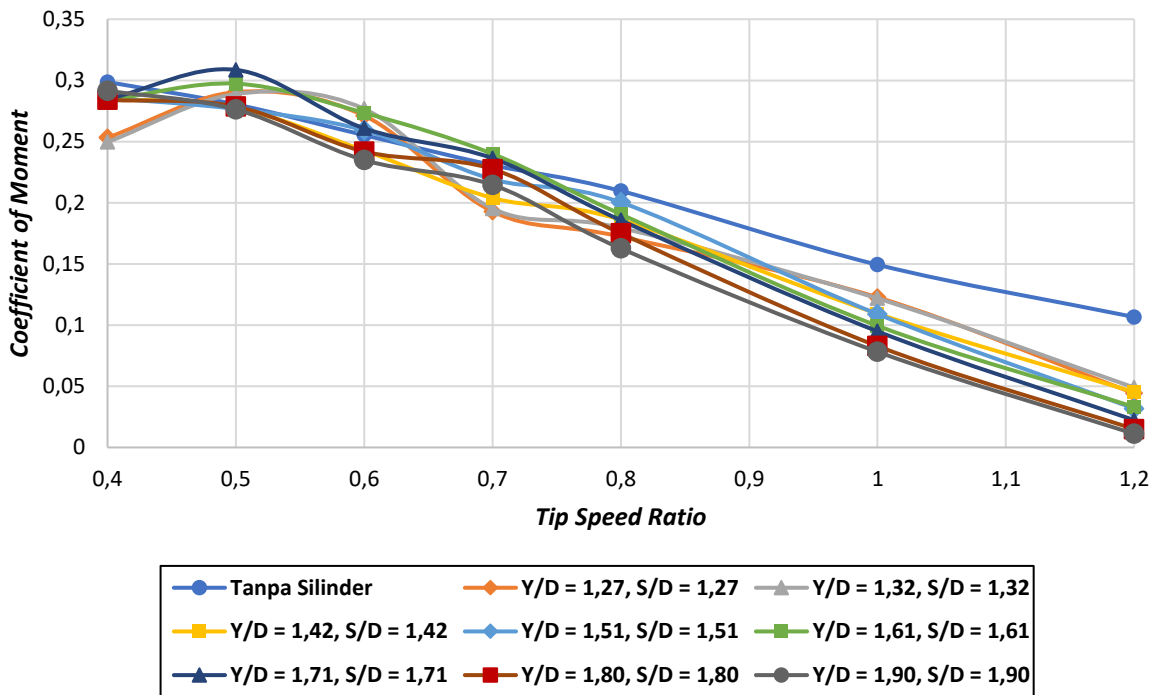




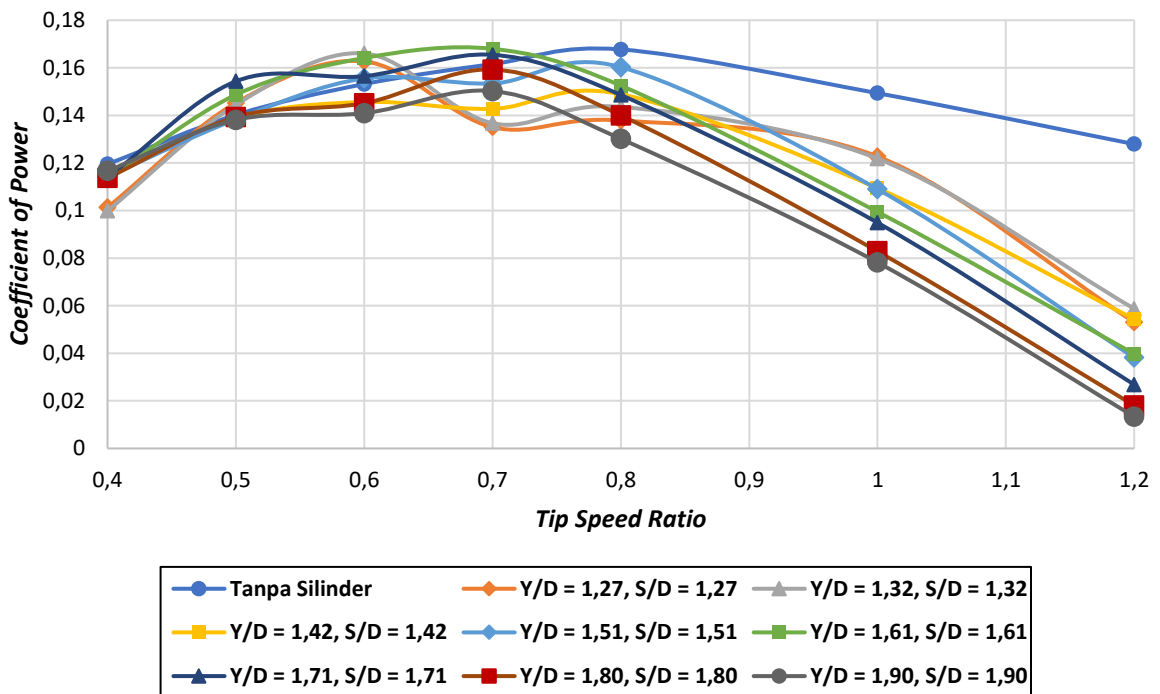
**Gambar 5** Grafik Perbandingan Nilai *Coefficient of Moment* ( $C_m$ ) pada Turbin dengan Penambahan Silinder di Samping Sudu *Advancing* ( $Y/D$ ) Berdasarkan Fungsi *Tip Speed Ratio*



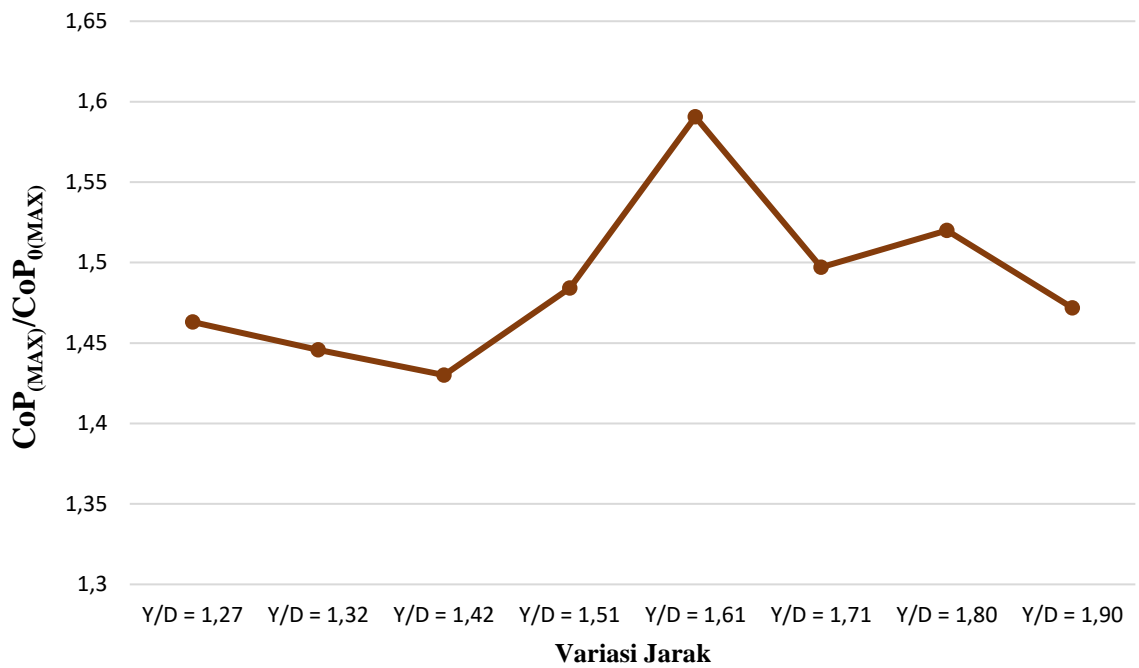
**Gambar 6** Grafik Perbandingan Nilai *Coefficient of Power* ( $CoP$ ) pada Turbin dengan Penambahan Silinder di Samping Sudu *Advancing* ( $Y/D$ ) Berdasarkan Fungsi *Tip Speed Ratio*



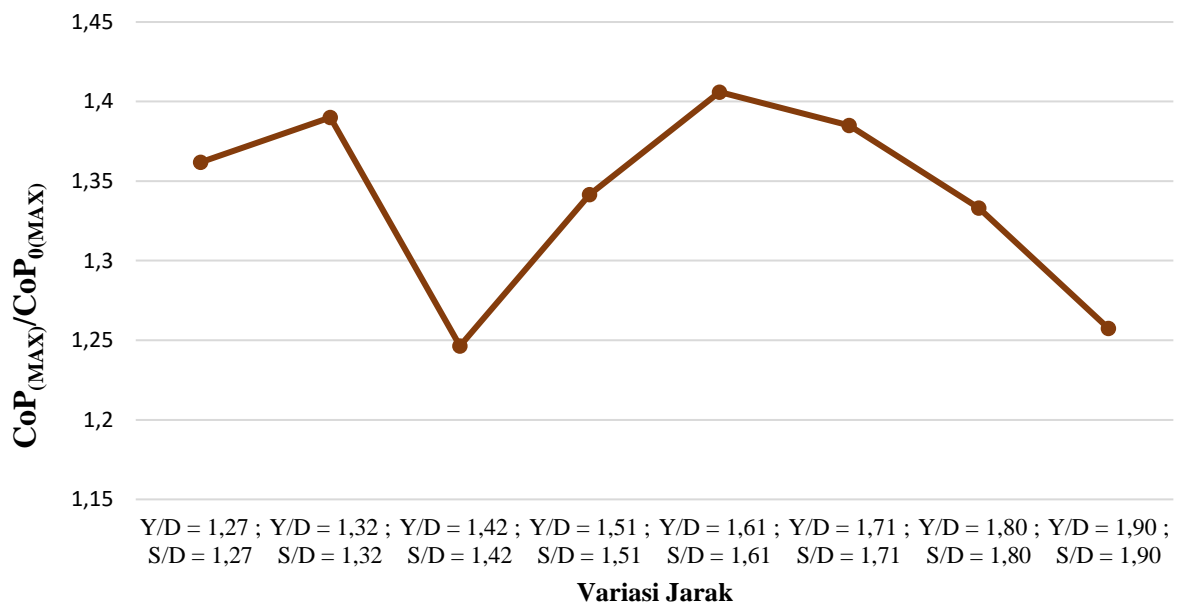
**Gambar 7** Grafik Perbandingan Nilai *Coefficient of Moment* ( $C_m$ ) pada Turbin dengan Penambahan Silinder di Samping Sudu *Advancing* ( $Y/D$ ) dan di depan Sudu *Returning* ( $S/D$ ) Berdasarkan Fungsi *Tip Speed Ratio*



**Gambar 8** Grafik Perbandingan Nilai *Coefficient of Power* ( $CoP$ ) pada Turbin dengan Penambahan Silinder di Samping Sudu *Advancing* ( $Y/D$ ) dan di depan Sudu *Returning* ( $S/D$ ) Berdasarkan Fungsi *Tip Speed Ratio*



**Gambar 9** Grafik Perbandingan Nilai *Coefficient of Power* (CoP) pada Turbin dengan Penambahan Silinder di Samping Sudu *Advancing* (Y/D) terhadap Nilai *Coefficient of Power* (CoP<sub>0</sub>) Turbin Tanpa Silinder sebagai Fungsi Jarak Y/D



**Gambar 10** Grafik Perbandingan Nilai *Coefficient of Power* (CoP) pada Turbin dengan Penambahan Silinder di Samping Sudu *Advancing* (Y/D) dan di Depan Sudu *Returning* (S/D) terhadap Nilai *Coefficient of Power* (CoP<sub>0</sub>) Turbin Tanpa Silinder sebagai Fungsi Jarak Y/D dan S/D

## BIODATA PENULIS



**Muftiyana Zulfa Auliya** lahir di Bondowoso, 14 Agustus 2000, merupakan anak kedua dari dua bersaudara dari pasangan Zuhairi Muchammad dan Narimaningsih Gustien. Penulis telah menempuh pendidikan formal tingkat dasar di MI Ma'arif NU Pucang Sidoarjo hingga tahun 2012. Kemudian melanjutkan pendidikan menengah pertama di SMP Negeri 1 Sidoarjo hingga 2015 dan lulus pendidikan menengah atas di SMA Negeri 1 Sidoarjo pada tahun 2018. Penulis melanjutkan pendidikan tinggi S-1 di Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem, Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya sejak tahun 2018 hingga 2022. Penulis mengambil peminatan di bidang Konversi Energi.

Pada masa perkuliahan, penulis aktif di kegiatan akademik maupun non akademik. Penulis mendapat kesempatan untuk menjadi staf divisi *Human Resource Development* di Mesin ITS Auto Sport pada tahun 2019-2020 dan melanjutkan menjadi Staf Ahli divisi *Human Resource Development* Mesin ITS Auto Sport pada tahun 2020-2021. Beberapa pelatihan juga penulis tempuh seperti LKMW-TD, LKMM Pra-TD, PKTI-TD serta beberapa seminar. Penulis juga tergabung dalam tim Robotika ITS bernama Abinara-1 kategori Robot Pemadam Api sebagai mekanik selama satu tahun. Kemudian penulis juga tergabung sebagai anggota lab dari Laboratorium Mekanika dan Mesin Fluida serta berkesempatan untuk menjadi asisten praktikum Mata Kuliah Mekanika Fluida Dasar II selama dua semester. Pada tahun 2021, penulis berkesempatan melaksanakan Kerja Praktek di PT Berkah Industri Mesin Angkat (BIMA) Surabaya bagian Divisi Operasional selama satu bulan. Di mana penulis membantu dalam proses pembuatan desain dudukan GENSET pada *Rubber Tyred Gantry* (RTG) serta membantu dalam pembuatan jadwal *maintenance* dari alat-alat yang dikelola oleh PT BIMA. Pada akhirnya, pada tahun 2022 penulis menyelesaikan Tugas Akhir dengan judul “Studi Numerik Peningkatan Performa Turbin Angin Savonius dengan Variasi Penambahan Silinder Pengganggu di Samping Sudu *Advancing* (Y/D) dan di Depan Sudu *Returning* (S/D)” dengan harapan dapat memberikan sedikit manfaat bagi khalayak luas. Untuk informasi, saran, maupun pertanyaan terkait Tugas Akhir ini dapat menghubungi penulis melalui surat elektronik : [muftiyana@gmail.com](mailto:muftiyana@gmail.com)