

TUGAS AKHIR - TM184835

**STUDI NUMERIK PENGARUH PENAMBAHAN SILINDER
PENGANGGU DI DEPAN SUDU *RETURNING* (S/D) DAN
SILINDER DI SAMPING SUDU *ADVANCING* (Y/D)
TERHADAP PENINGKATAN PERFORMA TURBIN
SAVONIUS**

“Studi Kasus $d/D = 0,5$; dengan jarak $S/D = 1,61$ dan $1,71$; $Y/D = 1,61$ dan $1,71$ ”

FAUZAN ICHSANUL RAHMAN

NRP 02111840000191

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 PENGARUH PENAMBAHAN SILINDER
PENGANGGU DI DEPAN SUDU *RETURNING* (S/D) DAN
SILINDER DI SAMPING SUDU *ADVANCING* (Y/D)
TERHADAP PENINGKATAN PERFORMA TURBIN
SAVONIUS**

“Studi Kasus $d/D = 0,5$; dengan jarak $S/D = 1,61$ dan $1,71$; $Y/D = 1,61$ dan $1,71$ ”

FAUZAN ICHSANUL RAHMAN
NRP 02111840000191

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 THE EFFECT OF CYLINDER
CIRCULAR NEAR THE RETURNING BLADE AND NEAR
THE ADVANCING BLADE ON INCREASING
PERFORMANCE OF SAVONIUS TURBINE**

“Case Study $d/D = 0.5$, the distance of $S/D = 1.61$ and 1.71 , $Y/D = 1.61$ and 1.71 ”

**FAUZAN ICHSANUL RAHMAN
NRP 02111840000191**

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 PENGARUH PENAMBAHAN SILINDER PENGANGGU DI DEPAN SUDU *RETURNING* (S/D) DAN SILINDER DI SAMPING SUDU *ADVANCING* (Y/D) TERHADAP PENINGKATAN PERFORMA TURBIN SAVONIUS

“Studi Kasus $d/D = 0,5$; dengan Jarak $S/D = 1,61$ dan $1,71$; $Y/D = 1,61$ dan $1,71$ ”

TUGAS AKHIR

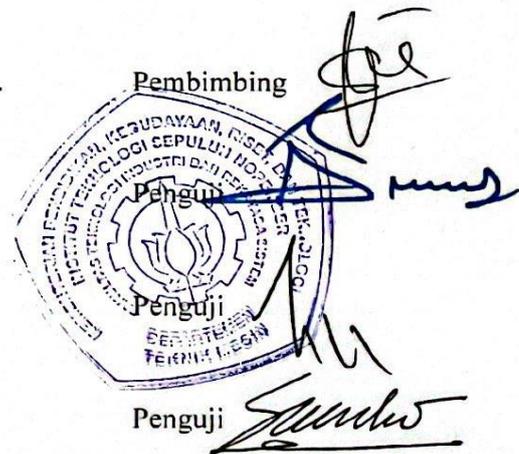
Diajukan untuk memenuhi salah satu syarat
memperoleh gelar Sarjana Teknik pada
Program Studi Sarjana Teknik Mesin
Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh: FAUZAN ICHSANUL RAHMAN

NRP. 02111840000191

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Vivien Suphandani Djanali, S.T., M.Eng., 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 THE EFFECT OF CYLINDER CIRCULAR NEAR THE RETURNING BLADE AND NEAR THE ADVANCING BLADE ON INCREASING PERFORMANCE OF SAVONIUS TURBINE

“Case Study $d/D = 0.5$, the distance of $S/D = 1.61$ and 1.71 , $Y/D = 1.61$ and 1.71 ”

FINAL PROJECT

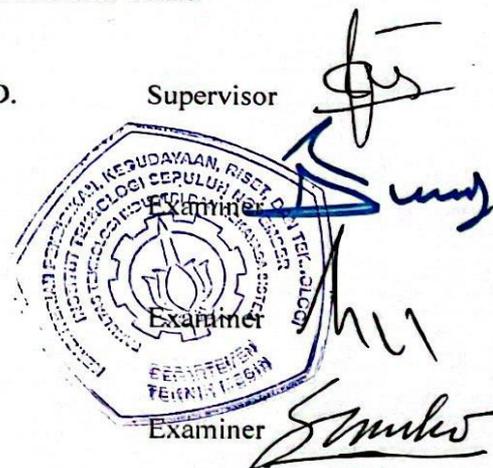
Submitted to fulfill one of the requirements
for obtaining a degree Bachelor of Engineering at
Undergraduate Study Program of Mechanical Engineering
Department of Mechanical Engineering
Faculty of Industrial Technology and Systems Engineering
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

By: **FAUZAN ICHSANUL RAHMAN**

NRP. 02111840000191

Approved by Final Project Examiner Team:

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



SURABAYA

July, 2022

PERNYATAAN ORISINALITAS

Yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama Mahasiswa/NRP : Fauzan Ichsanul Rahman/02111840000191
Departemen : Teknik Mesin
Dosen Pembimbing/NIP : Vivien Suphandani Djanali, S.T., M.Eng., Ph.D./
198105292003122001

dengan ini menyatakan bahwa Tugas Akhir dengan judul

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

“Studi Kasus $d/D = 0,5$; dengan Jarak $S/D = 1,61$ dan $1,71$; $Y/D = 1,61$ dan $1,71$ ”

adalah hasil karya sendiri, bersifat orisinal, dan ditulis dengan mengikuti kaidah penulisan ilmiah.

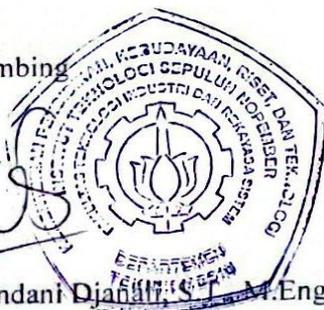
Bilamana di kemudian hari ditemukan ketidaksesuaian dengan pernyataan ini, maka saya bersedia menerima sanksi sesuai dengan ketentuan yang berlaku di Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Surabaya, 20 Juli 2022

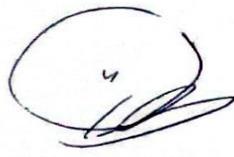
Mengetahui,

Dosen Pembimbing


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



Mahasiswa,


Fauzan Ichsanul Rahman
NRP. 02111840000191

STATEMENT OF ORIGINALITY

The undersigned below:

Name of Student /NRP : Fauzan Ichsanul Rahman/02111840000191
Department : Mechanical Engineer
Supervisor/NIP : Vivien Suphandani Djanali, S.T., M.Eng., Ph.D./
198105292003122001

hereby declare that the Final Project with the title of

**NUMERICAL STUDY THE EFFECT OF CYLINDER CIRCULAR NEAR THE
RETURNING BLADE AND NEAR THE ADVANCING BLADE ON INCREASING
PERFORMANCE OF SAVONIUS TURBINE**

“Case Study $d/D = 0.5$, the distance of $S/D = 1.61$ and 1.71 , $Y/D = 1.61$ and 1.71 ”

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, July 20 2022

Acknowledged,
Supervisor


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



Student,


Fauzan Ichsanul Rahman
NRP. 02111840000191

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis haturkan kehadiran Allah SWT atas segala rahmat dan hidayah-Nya sehingga penulisan Tugas Akhir dengan judul “**Studi Numerik Pengaruh Penambahan Silinder Pengganggu di Depan Sudu *Returning* (S/D) dan Silinder di Samping Sudu *Advancing* (Y/D) Terhadap Peningkatan Performa Turbin Savonius**” ini terselesaikan sebagai syarat memperoleh gelar Sarjana Teknik di Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknik Industri dan Rekayasa Sistem, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya. Selama pelaksanaan dan penulisan Tugas Akhir ini tentunya banyak bimbingan, petunjuk, nasihat, dan dukungan dari berbagai pihak, sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini dengan baik. Oleh karena itu, melalui kesempatan ini penulis sampaikan ucapan terima kasih kepada:

1. Allah Subhanahu Wa Ta’ala atas rahmat, ilmu, hidayah, dan ridho-Nya, sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini dengan baik dan maksimal.
2. Kedua orang tua penulis, Ibu Sri Sugiyatmi dan Bapak Esthi Widodo, adik Hafidz Azwar Rahim dan keluarga besar penulis atas doa dan kasih sayang yang diberikan hingga pada akhirnya Tugas Akhir ini dapat diselesaikan.
3. Ibu Vivien Suphandani Djanali, S.T., M.E., Ph. D., selaku dosen pembimbing Tugas Akhir dan dosen wali yang selalu menuntun, memberikan ilmu, arahan, masukan, dan motivasi kepada penulis sehingga mampu menyelesaikan Tugas Akhir ini dengan baik.
4. Prof. Dr. Ing. Herman Sasongko, Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA., dan Nur Ikhwan, S.T., M.Eng selaku dosen penguji yang telah memberikan kritik dan saran kepada penulis untuk dapat menyempurnakan Tugas Akhir ini.
5. Civitas Akademika Teknik Mesin ITS atas dukungan, bimbingan, ajaran, serta bantuan yang telah diberikan selama masa perkuliahan di Departemen Teknik Mesin, FTIRS ITS
6. Sahabat Penulis, Almas Rioga, Sanvige Praska, dan Fransisca Ervin. Terimakasih selalu menemani, mendukung, dan selalu memberikan waktu tanpa diminta. Kalian adalah karunia terbaik bagi penulis.
7. Hmm Squad, Hanifan, Radya, dan Salsa yang menjadi teman *hangout*, berkeluh kesah selama berkuliah di Surabaya.
8. Keluarga Nala 8 Barunastra ITS yang menjadi teman bertumbuh bersama penulis selama menjalani perkuliahan dan dinamika tim Barunastra ITS.
9. Teman-teman simulasi Savonius, Artha, Agha, Tiya, Ghani, Tim Bimbingan Ibu Vivien. dan seluruh anggota Laboratorium Mekanika dan Mesin Fluida yang selalu menemani, mendukung, membantu, dan memberikan semangat untuk menyelesaikan Tugas Akhir ini.
10. Keluarga M61 yang telah memberikan pengalaman dan kenangan berharga selama penulis menempuh pendidikan di Departemen Teknik Mesin
11. Semua pihak yang telah memberikan semangat dan banyak membantu hingga terselesaikannya Tugas Akhir ini.

Penulis menyadari bahwa penulisan Tugas Akhir ini masih banyak kekurangan, baik dalam segi penulisan, pengambilan data maupun analisis yang dilakukan. Oleh karena itu, penulis sangat mengharapkan saran dan masukan dari semua pihak. Penulis berharap Tugas Akhir ini dapat memberikan manfaat bagi penulis dan pembaca untuk perkembangan Ilmu Pengetahuan dan Teknologi.

Surabaya, Juli 2022

Penulis

ABSTRAK

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

“Studi Kasus $d/D = 0,5$; dengan jarak $S/D = 1,61$ dan $1,71$; $Y/D = 1,61$ dan $1,71$ ”

Nama Mahasiswa / NRP : Fauzan Ichsanul Rahman / 0211184000191
Departemen : Teknik Mesin FTIRS - ITS
Dosen Pembimbing : Vivien Suphandani Djanali, S.T., ME., Ph. D.

Abstrak

Indonesia merupakan salah satu negara dengan jumlah penduduk terbesar di dunia. Rata-rata peningkatan jumlah penduduk Indonesia mencapai 1,25 % setiap tahunnya. Kebutuhan energi diproyeksikan mengalami peningkatan rata-rata sebesar 4,2% per tahun. Kebutuhan energi saat ini masih bergantung pada bahan bakar fosil. Hal ini kontradiktif dengan pasokan minyak bumi yang terus menurun sebesar 3,5% setiap tahunnya. Energi baru dan Terbarukan (EBT) merupakan salah satu solusi untuk mengatasi ketergantungan terhadap energi fosil. Salah satu yang dapat dijadikan sumber energi alternatif adalah Energi Angin. Potensi pemanfaatan energi angin di Indonesia mencapai 60.647 MW. Iklim Indonesia yang memiliki kecepatan angin berkisar 3–6 m/s, Vertical Axis Wind Turbine (VAWT) jenis turbin Savonius merupakan jenis turbin yang cocok digunakan. Namun daya yang dihasilkan oleh turbin Savonius cukup rendah. Penelitian mengenai peningkatan performa turbin Savonius dilakukan dengan penambahan silinder. Penambahan silinder didepan sudu returning dan disamping sudu advancing diharapkan akan mendefleksikan angin dan menghasilkan torsi positif lebih tinggi sehingga akan meningkatkan coefficient of power dari turbin sehingga performa turbin akan meningkat

Penelitian ini dilakukan dengan metode komputasi numerik menggunakan software ANSYS Fluent 2021R2 dengan tiga tahapan, yaitu pre-processing, processing, dan post-processing. Penelitian ini menggunakan tipe turbin angin Savonius dengan penambahan silinder pengganggu di depan sudu returning dan di samping sudu advancing. Penelitian ini dilakukan dengan turbulence model menggunakan $k-\epsilon$ realizable. Domain yang digunakan terdiri atas stationary dan rotary domain karena dilakukan dalam kondisi turbin yang berputar. Kecepatan inlet yang digunakan adalah konstan 4 m/s. Boundary condition yang digunakan untuk sudu turbin adalah wall, untuk inlet menggunakan velocity-inlet, untuk outlet menggunakan pressure-outlet, untuk simetri menggunakan symmetry, dan untuk interface sisi rotasi dan sisi statis menggunakan interface.

Hasil penelitian yang diperoleh dari simulasi yang dilakukan pada konfigurasi turbin angin Savonius dengan penambahan silinder di samping sudu advancing dengan variasi jarak $Y/D = 1,61$ dan $Y/D = 1,71$ mampu menaikkan performa dari turbin dengan kenaikan sebesar 13,3 % dan 5,9%. Penambahan silinder memberikan efek nozzle dan membuat pengaruh attach flow yang meningkat kecepatannya pada sisi cembung advancing blade. Sedangkan untuk konfigurasi turbin angin Savonius dengan penambahan di samping sudu advancing (Y/D) dan di depan sudu returning (S/D) pada konfigurasi $Y/D = 1,61$; $S/D = 1,61$ dan $Y/D = 1,71$; $S/D = 1,71$ mampu menaikkan performa turbin sebesar 4% dan 2,4%. Penambahan silinder di depan sudu returning menurunkan tekanan di sisi cembung returning dan penambahan silinder memberikan efek nozzle dan membuat pengaruh attach flow yang meningkat kecepatannya pada sisi cembung advancing blade.

Kata kunci: turbin angin Savonius, simulasi numerik, *boundary condition*, *coefficient of power*, *coefficient of moment*

ABSTRACT

NUMERICAL STUDY OF THE EFFECT OF CYLINDER CIRCULAR NEAR THE RETURNING BLADE AND NEAR THE ADVANCING BLADE ON INCREASING PERFORMANCE OF SAVONIUS TURBINE

“Case Study $d/D = 0.5$, the distance of $S/D = 1.61$ and 1.71 , $Y/D = 1.61$ and 1.71 ”

Student Name / NRP : Fauzan Ichsanul Rahman / 02111840000191
Department : Mechanical Engineering FTIRS - ITS
Advisor : Vivien Suphandani Djanali, S.T., ME., Ph. D.

Abstract

Indonesia is one of the largest population countries in the world. The average increase in Indonesia's population reaches 1.25% every year. Energy demand is projected to increase by an average of 4.2% per year. Current national energy needs still depend on fossil fuels. This is in contradictory to the supply of crude oil which continues to decline by 3.5% per year. Renewable Energy is one of the solutions to overcome dependence on fossil energy. One of the renewable energies is wind energy. The potential utilization of wind energy in Indonesia reaches 60,647 MW. Indonesia's climate has wind speeds ranging from 3–6 m/s, the Vertical Axis Wind Turbine (VAWT) type of Savonius turbine is the type of turbine that is suitable to use. However, the power generated by the Savonius turbine is quite low. Research on increasing the performance of the Savonius turbine has been carried out, one of them is the addition of a cylinder. The addition of cylinders is expected to increase the turbine power coefficient so that the turbine performance will increase.

This research was conducted using a numerical computation method using the ANSYS Fluent 2021R2 software with three stages, pre-processing, processing, and post-processing. This research uses a Savonius wind turbine with the addition of a cylinder near the returning blades and near the advancing blades. This research was conducted using a turbulence model using $k-\epsilon$ Realizable. The domain used consists of two parts, the stationary domain and the rotary domain because it is carried out in a rotating turbine condition. The inlet speed is constant at 4 m/s. The boundary conditions used for turbine blades are wall, the inlet is velocity-inlet, pressure-outlet for outlet, and symmetry for interface for rotational and static domain interfaces

The results obtained from simulations show that the configuration of the Savonius wind turbine with the addition of a cylinder near the advancing blade with variations in distance $Y/D = 1.61$ and $Y/D = 1.71$ able to provide increased performance of the turbine with an increase of 13.3% and 5.9%. The addition of a cylinder provides a nozzle effect and creates an attach flow effect which increases its speed on the convex side of the advancing blade. As for the configuration of the Savonius wind turbine with the addition near the advancing blades (Y/D) and near the returning blades (S/D) in the configuration $Y/D = 1.61$; $S/D = 1.61$ and $Y/D = 1.71$; $S/D = 1.71$ able to increase turbine performance by 4% and 2.4%, respectively. The addition of a cylinder near the returning blade reduces the pressure on the convex side of the returning blade and the addition of a cylinder gives a nozzle effect and creates an attach flow effect which increases its speed on the convex side of the advancing blade.

Keywords: Savonius wind turbine, numerical simulation, boundary condition, coefficient of power, coefficient of moment

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN	iv
APPROVAL SHEET	v
PERNYATAAN ORISINALITAS	vi
STATEMENT OF ORIGINALITY	vii
KATA PENGANTAR	viii
ABSTRAK	ix
ABSTRACT	x
DAFTAR ISI	xi
DAFTAR GAMBAR	xiv
DAFTAR TABEL	xviii
BAB 1 PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	3
1.3 Batasan Masalah	4
1.4 Tujuan Penelitian	4
1.5 Manfaat Penelitian	4
BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA	5
2.1 Energi Angin	5
2.2 Turbin Angin	5
2.3 Turbin Angin Savonius	6
2.4 Gaya <i>Drag</i>	7
2.5 Hukum Betz	8
2.6 Momentum Angular	9
2.7 <i>Coefficient of Power (CoP)</i>	9
2.8 <i>Coefficient of Moment (Cm)</i>	10
2.9 <i>Tip Speed Ratio (TSR)</i>	10
2.10 Hasil Penelitian Terdahulu	11
2.10.1 Tsutsui & Igarashi, 2002 (<i>Drag Reduction of a Circular Cylinder in Air Stream</i>)	11
2.10.2 Sakti et al., 2019 (<i>Experimental and Numerical Investigation of I-65° Type Cylinder Effect on the Savonius Wind Turbine Performance</i>)	13
2.10.3 Altan et al., 2008 (<i>The Use of a Curtain Design to Increase the Performance Level of a Savonius Wind Rotors</i>)	16

2.10.4	Setiawan et al, 2019 (<i>Flow Analysis of a Circular Cylinder on the Savonius Hydrokinetic Turbine Performance Placed the Side of Advancing Blade</i>)....	19
2.10.5	Triyogi et al., 2020 (<i>Improving the Performance of Savonius Wind Turbine by Installation of a Circular Cylinder Upstream of Returning Turbine Blade</i>)..	23
BAB 3 METODOLOGI.....		27
3.1	Variasi dan Domain Simulasi	27
3.1.1	Variasi.....	27
3.1.2	Domain Simulasi	27
3.2	Tahap Pre-Processing	28
3.2.1	Pembuatan Geometri	28
3.2.2	<i>Meshing</i>	29
3.2.3	<i>Boundary Condition</i>	32
3.3	<i>Solver</i>	33
3.3.1	<i>General</i>	33
3.3.2	<i>Models</i>	33
3.3.3	<i>Material</i>	33
3.3.4	<i>Cell Zone Condition</i>	33
3.3.5	<i>Boundary Condition</i>	33
3.3.6	<i>Solution</i>	34
3.3.7	<i>Residual</i>	34
3.3.8	<i>Initialize</i>	34
3.3.9	<i>Run Calculation</i>	34
3.4	Tahap <i>Processing</i>	34
3.5	Tahap <i>Post-Processing</i>	35
3.5.1	Perhitungan Bilangan Reynolds	35
3.6	<i>Grid Independency Test</i>	35
3.7	Diagram Alur Penelitian	37
BAB 4 ANALISIS DAN DISKUSI.....		40
4.1	Hasil Validasi.....	40
4.2	Hasil Simulasi.....	41
4.2.1	Analisa Nilai <i>Coefficient of Moment (Cm)</i> pada Turbin Savonius.....	41
4.2.2	Analisa Nilai <i>Coefficient of Power (CoP)</i> pada Turbin Savonius.....	45
4.2.3	Distribusi Koefisien Tekanan	46
4.2.4	Kontur Kecepatan	49
4.2.5	Kontur Koefisien Tekanan.....	55

4.3	Diskusi.....	61
4.3.1	Penurunan Drastis Performa Turbin Savonius dengan penambahan silinder.	61
4.3.2	Perbandingan Performa Turbin pada TSR 0,7 dan TSR 1,0	65
BAB 5	KESIMPULAN DAN SARAN	68
5.1	Kesimpulan	68
5.2	Saran	68
DAFTAR PUSTAKA	70
LAMPIRAN	72
BIODATA PENULIS	77

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 <i>Tip speed ratio vs power coefficient</i> untuk jenis turbin angin yang berbeda (Worasinchai & Suwannakij, 2018)	6
Gambar 2.2 Skema turbin angin Savonius dua <i>blade</i> (Dewan et al., 2021)	7
Gambar 2.3 Gaya Drag pada Permukaan Benda (Mierzejewska & Jodko, 2018).....	7
Gambar 2.4 Geometri Percobaan (Tsutsui & Igarashi, 2002).....	11
Gambar 2.5 Grafik distribusi tekanan pada silinder sirkular (Tsutsui & Igarashi, 2002).....	11
Gambar 2.6 Grafik distribusi tekanan yang berfluktuasi di sekitar <i>circular cylinder</i> (a) Efek Variasi dari Re (b) Efek variasi dari (d/D) (Tsutsui & Igarashi, 2002).....	12
Gambar 2.7 Grafik Koefisien <i>Drag</i> (C_d) (Tsutsui & Igarashi, 2002)	13
Gambar 2.8 Konfigurasi turbin Savonius dan silinder pengganggu dipasang di depan <i>returning blade</i> . (Sakti et al., 2019)	13
Gambar 2.9 Detail geometri dan domain simulasi (Sakti et al., 2019).....	14
Gambar 2.10 Konfigurasi <i>mesh</i> turbin Savonius untuk simulasi CFD (a) Tampilan <i>isometric</i> untuk <i>wake zone</i> dan <i>fixed zone</i> ; (b) Posisi letak silinder pengganggu tipe I-65° pada sumbu Y (Sakti et al., 2019)	14
Gambar 2.11 Perbandingan <i>coefficient of power</i> secara eksperimen dan numerik turbin Savonius konvensional dan turbin Savonius dengan silinder pengganggu tipe I-65° (Sakti et al., 2019).....	14
Gambar 2.12 Perbandingan <i>coefficient of moment</i> secara eksperimen dan numerik turbin Savonius konvensional dan turbin Savonius dengan silinder pengganggu tipe I-65° untuk $Re = 9,9 \times 10^4$ dan $(S/D) = 1,4$ (Sakti et al., 2019).....	15
Gambar 2.13 Perbandingan kontur tekanan antara turbin Savonius konvensional dan turbin Savonius silinder pengganggu Type I-65° pada $TSR \lambda = 0,8$; $Re = 9,9 \times 10^4$ dan $S/D = 1,4$; (a) Turbin konvensional pada sudut 30°; (b) Turbin dengan silinder Type I-65° pada sudut 30°; (c) Turbin konvensional pada sudut 90°; (d) Turbin dengan silinder Type I-65° pada sudut 90°; (e) Turbin konvensional pada sudut 150°; (f) Turbin dengan silinder Type I-65° pada sudut 150° (Sakti et al., 2019)	16
Gambar 2.14 Skema konfigurasi dari <i>curtain</i> pada turbin Savonius (Altan et al., 2008).....	17
Gambar 2.15 Grafik pengaruh dari panjang <i>curtain</i> terhadap <i>coefficient of power</i> maksimum dari turbin Savonius (Altan et al., 2008)	17
Gambar 2.16 Grafik pengaruh putaran turbin terhadap besar sudut (α dan β) pada <i>curtain</i> 1 (Altan et al., 2008).....	18
Gambar 2.17 Grafik pengaruh torsi yang dihasilkan terhadap putaran turbin (Altan et al., 2008).....	18
Gambar 2.18 Grafik pengaruh panjang <i>curtain</i> terhadap nilai <i>Coefficient of Power</i> dengan variasi <i>tip speed ratio</i> ($\alpha = 45^\circ$ dan $\beta = 15^\circ$) (Altan et al., 2008)	19
Gambar 2.19 Skema konfigurasi <i>circular cylinder</i> pada turbin Savonius (Setiawan et al., 2019).....	19
Gambar 2.20 Skema Domain dan Boundary Condition (Setiawan et al., 2019)	20
Gambar 2.21 (a) Bentuk <i>Mesh</i> dari Domain (b) Wake Domain (c) <i>Rotating Domain</i> (d) Sudu Turbin (Setiawan et al., 2019)	20
Gambar 2.22 Grafik <i>Torque Coefficient</i> terhadap fungsi TSR dengan variasi perubahan diameter silinder (Setiawan et al., 2019)	21

Gambar 2.23 Grafik <i>Coefficient of Power</i> (C_p) terhadap fungsi TSR dengan variasi perubahan diameter silinder (Setiawan et al., 2019)	21
Gambar 2.24 Kontur tekanan dari turbin dengan perubahan diameter silinder dan sudut dari sudu (θ) 30° (Setiawan et al., 2019)	22
Gambar 2.25 Kontur tekanan dari turbin dengan perubahan diameter silinder dan sudut dari sudu (θ) 30°	22
Gambar 2.26 Konfigurasi susunan turbin angin Savonius dengan <i>circular cylinder</i> yang terpasang di depan <i>returning blade</i> (Triyogi et al., 2020).....	23
Gambar 2.27 Perubahan nilai <i>Coefficient of Power</i> (C_p) turbin dibandingkan dengan <i>tip-speed ratio</i> pada jarak $S/D = 1,4, 1,6, 1,8$ (Triyogi et al., 2020).....	24
Gambar 2.28 Perubahan nilai <i>Coefficient of Power</i> (C_p) turbin sebagai fungsi <i>tip-speed ratio</i> pada jarak $S/D = 2,0, 2,2$. (Triyogi et al., 2020).....	24
Gambar 2.29 Grafik perubahan nilai <i>Coefficient of Moment</i> (C_m) turbin terhadap fungsi <i>tip-speed ratio</i> pada jarak $S/D = 1,4, 1,6, 1,8$. (Triyogi et al., 2020).....	25
Gambar 2.30 Grafik perubahan nilai <i>Coefficient of Moment</i> (C_m) dari turbin terhadap fungsi <i>tip-speed ratio</i> pada variasi jarak $S/D = 2,0, 2,2$ (Triyogi et al., 2020).....	25
Gambar 2.31 Grafik perubahan nilai torsi statis dari turbin sebagai fungsi sudut sudu pada variasi jarak $S/D = 1,4; 1,6 ;$ dan $1,8$. (Triyogi et al., 2020).....	25
Gambar 2.32 Grafik perubahan nilai torsi statis dari turbin sebagai fungsi sudut sudu pada variasi jarak $S/D = 2,0$ dan $2,2$. (Triyogi et al., 2020).....	26
Gambar 3.1 Geometri turbin angin Savonius dengan konfigurasi A ($Y/D = 1,61$ dan $1,71$) .	28
Gambar 3.2 Geometri turbin angin Savonius dengan konfigurasi B ($Y/D = 1,61$ dan $1,71$), ($S/D = 1,61$ dan $1,71$)	29
Gambar 3.3 <i>Meshing</i> benda uji turbin angin Savonius menggunakan <i>software</i> ICEM CFD 2021 R2	29
Gambar 3.4 Perbesaran <i>meshing</i> turbin angin Savonius menggunakan <i>software</i> ICEM CFD 2021 R2 (a) Perbesaran <i>meshing</i> benda uji di <i>rotary domain</i> (b) Perbesaran <i>meshing</i> benda uji di dekat sudu.....	30
Gambar 3.5 Perbesaran <i>Meshing</i> Turbin Angin Savonius dengan Variasi Konfigurasi Pertama (a) keseluruhan <i>meshing</i> (b) di sekitar rotor (c) di dekat silinder.....	31
Gambar 3.6 Perbesaran <i>Meshing</i> Turbin Angin Savonius dengan Variasi Konfigurasi Kedua (a) keseluruhan <i>meshing</i> (b) di sekitar rotor (c) di dekat silinder.....	32
Gambar 3.7 <i>Boundary Condition</i> Penelitian.....	33
Gambar 3.8 Grafik perbandingan nilai C_m minimum	36
Gambar 3.9 <i>Flowchart</i> Simulasi	37
Gambar 3.10 <i>Flowchart</i> Perhitungan Konfigurasi A.....	38
Gambar 3.11 <i>Flowchart</i> Perhitungan Konfigurasi B	39
Gambar 4.1 Grafik perbandingan nilai <i>Coefficient of Power</i> dari hasil penelitian Sakti et. al (2019) dan dengan penelitian saat ini terhadap setiap TSR.....	40
Gambar 4.2 Grafik perbandingan nilai <i>Coefficient of Moment</i> (C_m) terhadap <i>tip speed ratio</i> pada konfigurasi penambahan satu silinder di samping sudu <i>advancing</i>	41
Gambar 4.3 Grafik perbandingan nilai <i>Coefficient of Moment</i> (C_m) terhadap <i>tip speed ratio</i> pada konfigurasi penambahan silinder di samping sudu <i>advancing</i> dan di depan sudu <i>returning</i>	42
Gambar 4.4 Grafik Perbandingan nilai <i>Coefficient of Moment</i> (C_m) terhadap sudut putar turbin pada TSR 0,8 konfigurasi penambahan Silinder di samping Sudu <i>advancing</i>	43

Gambar 4.5 Grafik perbandingan nilai <i>Coefficient of Moment (Cm)</i> terhadap sudut putar turbin pada TSR 0,7 konfigurasi penambahan silinder di samping sudu <i>advancing</i> dan di depan sudu <i>returning</i>	44
Gambar 4.6 Grafik perbandingan nilai <i>Coefficient of Power (CoP)</i> terhadap <i>tip speed ratio</i> pada konfigurasi penambahan satu silinder di samping sudu <i>advancing</i>	45
Gambar 4.7 Perbandingan Grafik nilai <i>Coefficient of Power (CoP)</i> terhadap <i>tip speed ratio</i> pada konfigurasi penambahan silinder di samping sudu <i>advancing</i> dan di depan sudu <i>returning</i>	46
Gambar 4.8 Perbandingan Grafik Nilai <i>Coefficient of Pressure (Cp)</i> pada TSR 0,8 sudut 15° terhadap fungsi x/s pada konfigurasi penambahan silinder di samping <i>advancing blade</i>	47
Gambar 4.9 Perbandingan Grafik Nilai <i>Coefficient of Pressure (Cp)</i> pada TSR 0,7 sudut 30° terhadap fungsi x/s pada konfigurasi penambahan silinder di samping <i>advancing blade</i> dan di depan sudu <i>returning</i>	48
Gambar 4.10 Kontur Kecepatan Turbin Angin Savonius Konfigurasi Penambahan Silinder di Samping Sudu <i>Advancing</i> pada sudut 0°, 15°, 30° dan 60° (berlanjut)	50
Gambar 4.11 Kontur Kecepatan Turbin Angin Savonius Konfigurasi Penambahan Silinder di Samping Sudu <i>Advancing</i> pada sudut 90° 105°, 120° dan 150° (lanjutan).....	51
Gambar 4.12 Kontur Kecepatan Turbin Angin Savonius Konfigurasi Penambahan Silinder di Samping Sudu <i>Advancing</i> dan di Depan Sudu <i>Returning</i> pada sudut 0°, dan 15° (berlanjut) .	52
Gambar 4.13 Kontur Kecepatan Turbin Angin Savonius Konfigurasi Penambahan Silinder di samping Sudu <i>Advancing</i> dan di Depan Sudu <i>Returning</i> pada sudut 30°, 60°, 90°, dan 105° (berlanjut)	53
Gambar 4.14 Kontur Kecepatan Turbin Angin Savonius Konfigurasi Penambahan Silinder di samping Sudu <i>Advancing</i> dan di Depan Sudu <i>Returning</i> pada sudut 135° dan 150° (lanjutan)	54
Gambar 4.15 Kontur Koefisien Tekanan Turbin Angin Savonius Konfigurasi Penambahan Silinder di Samping Sudu <i>Advancing</i> pada sudut 0°, 15°, 30° dan 60° (berlanjut)	56
Gambar 4.16 Kontur Koefisien Tekanan Turbin Angin Savonius Konfigurasi Penambahan Silinder di Samping Sudu <i>Advancing</i> pada sudut 90°, 105°, 120°, dan 150° (lanjutan).....	57
Gambar 4.17 Kontur Kecepatan Turbin Angin Savonius Konfigurasi Penambahan Silinder di Samping Sudu <i>Advancing</i> dan di Depan Sudu <i>Returning</i> pada sudut 0°, 15°, 30° dan 60° (berlanjut)	59
Gambar 4.18 Kontur Kecepatan Turbin Angin Savonius Konfigurasi Penambahan Silinder di Samping Sudu <i>Advancing</i> dan di Depan Sudu <i>Returning</i> pada sudut 90°, 105°, 120° dan 150° (lanjutan).....	60
Gambar 4.19 Grafik perbandingan nilai <i>Coefficient of Moment (Cm)</i> terhadap sudut putar turbin pada TSR 1,0 tiap konfigurasi penambahan silinder	61
Gambar 4.20 Kontur Kecepatan Absolut Turbin Angin Savonius Tiap Konfigurasi Penambahan Silinder pada TSR 1,0	62
Gambar 4.21 Kontur Tekanan Turbin Angin Savonius Tiap Konfigurasi Penambahan Silinder pada TSR 1,0.....	63
Gambar 4.22 Kontur Kecepatan Relatif Turbin Angin Savonius Tiap Konfigurasi Penambahan Silinder pada TSR 1,0	64
Gambar 4.23 Grafik perbandingan nilai <i>Coefficient of Moment (Cm)</i> terhadap sudut putar turbin variasi penambahan silinder Y/D = 1,61; S/D = 1,61 pada TSR 1,0	65

Gambar 4.24 Perbandingan Grafik Nilai *Coefficient of Pressure* (C_p) pada TSR 0,7 dan TSR 1,0 sudut 120° terhadap fungsi x/s pada konfigurasi penambahan silinder variasi $Y/D = 1,61$; $S/D = 1,61$66

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Nilai <i>Coefficient of Drag</i> untuk bentuk benda yang berbeda (Pritchard et al., 2011)	8
Tabel 2.2 Syarat Batas dari Simulasi	20
Tabel 3.1 Variasi Penelitian.....	27
Tabel 3.2 Ukuran Geometri Turbin	28
Tabel 3.3 Tabel kecepatan sudut dengan nilai <i>tip speed ratio</i> dan nilai <i>time speed size</i>	34
Tabel 3.4 Parameter yang digunakan pada Tahap <i>Processing</i> saat Simulasi	35
Tabel 3.5 <i>Grid independency test</i> pada turbin angin Savonius.....	36

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Indonesia merupakan salah satu negara dengan jumlah penduduk yang terbesar di dunia. Berdasarkan data dari sensus penduduk yang dilakukan BPS yang dilakukan pada tahun 2020, jumlah penduduk di Indonesia sebanyak 270.203.917 jiwa. Jumlah penduduk diproyeksikan akan meningkat lebih besar dengan pertumbuhan 1,25 % setiap tahunnya. Pertambahan jumlah penduduk akan mengakibatkan berbagai konsensus baru, diantaranya adalah masalah kebutuhan energi yang terus meningkat. Kebutuhan energi diproyeksikan mengalami peningkatan rata-rata sebesar 4.2% per tahun (Badan Pengkajian dan Penerapan Teknologi (BPPT), 2021). Kebutuhan energi nasional saat ini masih bergantung dengan bahan bakar fosil, minyak bumi dan batu bara. Menurut data dari Dewan Energi Nasional bauran energi primer Indonesia saat ini didominasi oleh Minyak Bumi (33.58 %) dan Batu Bara (37.15%). Dominasi ini membuat pasokan energi di Indonesia bergantung pada Minyak Bumi dan Batu Bara. Hal ini kontradiktif dengan jumlah pasokan dari minyak bumi yang terus mengalami penurunan setiap tahunnya sebesar 3.5% setiap tahunnya (Dewan Energi Nasional (DEN), 2020). Selain karena semakin menipisnya ketersediaan energi fosil, penggunaan energi fosil menimbulkan dampak buruk terhadap lingkungan.

Energi baru dan Terbarukan (EBT) merupakan salah satu solusi untuk mengatasi dari ketergantungan terhadap energi fosil dan semakin menipisnya ketersediaan energi fosil. EBT, merupakan sumber energi yang berasal dari alam sekitar seperti cahaya matahari, angin, air dan panas bumi dimana sumber energi itu akan terus berkelanjutan. Selain itu, dampak yang diberikan dari penggunaannya sebagai sumber energi tidak merusak lingkungan. Menurut data dari Outlook Energi Indonesia tahun 2021, Potensi Energi Baru Terbarukan di Indonesia cukup besar mencapai 442GW. Dengan besarnya potensi dari EBT ini pemerintah melalui Peraturan Presiden no. 22 Tahun 2017 tentang Rencana Umum Energi Nasional telah menargetkan pemanfaatan EBT sebesar 23% pada tahun 2025 dan 31% pada tahun 2050 dari bauran energi primer (Badan Pengkajian dan Penerapan Teknologi (BPPT), 2021). Akan tetapi pada kenyataannya pemanfaatan EBT hingga tahun 2019 masih sebesar 9,15 % dari total bauran energi (Dewan Energi Nasional (DEN), 2020). Salah satu energi baru terbarukan yang dapat dijadikan sumber energi alternatif adalah energi angin. Potensi pemanfaatan energi angin di Indonesia mencapai 60.647 MW, namun kapasitas terpasang pembangkit energi angin saat ini baru sekitar 154 MW atau 0,25% (Badan Pengkajian dan Penerapan Teknologi (BPPT), 2021). Hal menjadi tantangan bagi Indonesia untuk terus mengembangkan dan memperbanyak pemanfaatan energi angin. Pemanfaatan energi angin umumnya menggunakan turbin angin. Kondisi Indonesia yang memiliki kecepatan angin hanya berkisar 3 – 6 m/s, *Vertical Axis Wind Turbine* (VAWT) jenis turbin Savonius merupakan jenis turbin yang cocok digunakan. Dikarenakan turbin Savonius hanya mengandalkan beda gaya *drag* dari masing-masing sudu untuk menggerakkan rotornya dan memiliki kemampuan *self-starting* yang baik menjadikan turbin ini cocok digunakan untuk jenis kecepatan angin rendah seperti iklim di Indonesia. Akan tetapi nilai efisiensi dari turbin angin tipe Savonius ini masih terbilang rendah. Oleh sebab itu banyak penelitian dilakukan untuk meningkatkan efisiensi dari turbin angin Savonius sudah banyak dilakukan, agar sumber energi terbarukan ini dapat dimanfaatkan sebaik mungkin.

Penelitian dilakukan (Altan et al., 2008) dengan melakukan eksperimen untuk meningkatkan performa turbin Savonius dengan menambahkan dua plat datar di dekat

returning blade dan di dekat sisi *advancing blade*. Variasi yang dilakukan pada penelitian ini merupakan variasi panjang dari plat (l_1 dan l_2) dan besar sudut dari plat (α dan β) pada kecepatan angin 7 m/s dan bilangan Reynolds $1,5 \times 10^5$. Dari hasil eksperimen didapatkan bahwa turbin Savonius mengalami peningkatan performa dengan peningkatan optimum pada turbin dengan penambahan *curtain* pada α sebesar 45° dan β sebesar 15° dengan hasil nilai *Coefficient of Power* (CoP) yang tertinggi dengan konfigurasi penggunaan *curtain* tipe satu dengan panjang plat pengganggu (l_1) sebesar 45 cm dan panjang plat pengarah (l_2) sebesar 52 cm. *Curtain* tipe satu menyebabkan peningkatan *coefficient of power* turbin meningkat 38,5% dibandingkan turbin Savonius konvensional.

Studi eksperimen dan studi numerik dilakukan oleh (Sakti et al., 2019) untuk mengetahui mengenai pengaruh penambahan silinder pengganggu tipe I- 65° terhadap performa turbin angin Savonius. Konfigurasi penelitian ini dilakukan dengan meletakkan silinder pengganggu tipe I- 65° di depan *returning blade* dari turbin. Dari hasil penelitian didapatkan bahwa penambahan silinder pengganggu tipe I- 65° pada $S/D = 1,4$ membuat performa dari turbin mengalami peningkatan dimana *coefficient of power* mengalami kenaikan 23,61% secara eksperimen dan 25,32% secara simulasi numerik pada *tip speed ratio* 0,8 dibandingkan dengan turbin konvensional. Nilai dari *Coefficient of Moment* (Cm) juga mengalami peningkatan dengan peningkatan terbesar sebesar 4,25% pada TSR 0,9 dibandingkan dengan turbin konvensional. Nilai torsi statis turbin dengan penambahan silinder tipe I- 65° mengalami peningkatan dengan peningkatan tertinggi pada posisi turbin 30° menjadi 4,3 Ncm. Melalui simulasi numerik didapatkan bahwa dengan penambahan silinder pengganggu tipe I- 65° pada keadaan turbin pada sudut bilah 30° , memiliki dampak paling efektif dalam meningkatkan torsi turbin dibandingkan dengan konfigurasi sudut bilah 90° dan 150° .

Penelitian secara studi numerik dilakukan oleh (Setiawan et al., 2019) untuk mengetahui pengaruh dari variasi diameter *circular cylinder* yang dipasang pada sisi *advancing blade* untuk meningkatkan performa turbin Savonius. Studi numerik ini menggunakan ANSYS Fluent. Konfigurasi penelitian dilakukan dengan meletakkan silinder pada variasi jarak (Y/D) = 0,7 dan variasi jarak (X/D) = 0,5. 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. Dari hasil studi numerik diperoleh bahwa perubahan nilai diameter silinder (ds/D) menyebabkan peningkatan kecepatan pada *attached flow area* dan kecepatan maksimum terdapat pada variasi diameter (ds/D) = 0,7. Terjadi peningkatan *Coefficient of Power* (Cp) pada turbin Savonius dengan *circular cylinder* dengan peningkatan terbesar pada variasi diameter (ds/D) = 0,7 yaitu sebesar 28% dari turbin Savonius konvensional.

Dari penelitian-penelitian yang dilakukan, masih diperlukan penelitian lebih lanjut untuk meningkatkan performa turbin angin Savonius. Pada penelitian ini untuk meningkatkan performa dari turbin Savonius dilakukan dengan penambahan silinder pengganggu dengan dua konfigurasi. Konfigurasi pertama dengan penambahan silinder pengganggu di samping sudu *advancing* dan konfigurasi kedua dengan penambahan silinder pengganggu di depan sudu *returning* dan di disamping sudu *advancing*. Penambahan silinder pada konfigurasi pertama dilakukan dengan variasi jarak antara pusat sudu *advancing* turbin angin Savonius dengan pusat silinder pengganggu (Y/D) sebesar 1,61 dan 1,71. Konfigurasi kedua dilakukan dengan variasi jarak antara pusat sudu *advancing* turbin angin Savonius dengan pusat silinder pengganggu (Y/D) sebesar 1,61 dan 1,71 dan variasi jarak antara pusat sudu *returning* turbin angin Savonius dengan pusat silinder sirkular (S/D) sebesar 1,61 dan 1,71. Silinder

pengganggu yang ditambahkan pada kedua konfigurasi memiliki diameter sebesar 82,6 mm dengan rasio diameter silinder dan turbin angin Savonius (d/D) sebesar 0,5.

1.2 Rumusan Masalah

Turbin Savonius merupakan turbin angin tipe *Vertikal Axis Wind Turbine (VAWT)* yang memiliki konstruksi tegak lurus dengan sumbu vertikal. Turbin Savonius memiliki 2 jenis sudu yang berbeda yaitu *returning blade* dan *advancing blade*. Turbin angin Savonius bekerja dengan memanfaatkan perbedaan gaya *drag* yang timbul pada *advancing blade* dan *returning blade*. Gaya *drag* yang dihasilkan pada sudu *returning blade* lebih kecil daripada sudu *advancing blade*, sehingga torsi yang dihasilkan oleh *returning blade* lebih kecil jika dibandingkan dengan *advancing blade*. Adanya perbedaan gaya *drag* pada kedua *blade* perlu dimaksimalkan agar mampu untuk meningkatkan efisiensi dari turbin angin Savonius. Salah satu upaya yang dapat dilakukan guna meningkatkan efisiensi dari turbin Savonius adalah dengan menambahkan silinder pengganggu di depan *returning blade* dan di samping *advancing blade* pada jarak tertentu dan penambahan silinder pengganggu di samping *advancing blade* pada jarak tertentu. Hipotesis awal dari penelitian ini adalah:

1. Penambahan silinder pengganggu disamping ini akan terjadi fenomena seperti efek *nozzle* yang mana dapat menaikkan kecepatan aliran pada daerah sudu *advancing* dan menyebabkan menurunnya tekanan di sisi belakang *advancing blade*. Adanya perbedaan tekanan pada sisi depan dan belakang dari *advancing blade* tersebut akan yang menghasilkan *pressure drag* yang besar, *pressure drag* yang besar akan menghasilkan gaya *drag* pada sisi *advancing blade* akan besar juga. Meningkatnya gaya *drag* pada *advancing blade*, membuat torsi positif yang dihasilkan oleh *advancing blade* semakin besar. Daya yang dihasilkan oleh turbin akan semakin besar.
2. Penambahan silinder pengganggu didepan sudu *returning* diasumsikan akan membentuk *wake* di belakang silinder pengganggu. *Shear layer* yang terlepas dari silinder pengganggu akan mengenai permukaan sudu *returning*. Hal ini menyebabkan adanya percepatan transisi *boundary layer* dari laminar ke turbulen pada permukaan sudu *returning* dan penyempitan *wake* di belakang sudu *returning*. Selain itu terjadi penurunan tekanan pada sisi depan *returning blade*. Adanya perbedaan tekanan pada sisi depan dan belakang dari *returning blade* tersebut akan menghasilkan *pressure drag* yang kecil, *pressure drag* yang kecil akan menghasilkan gaya *drag* pada sisi *returning blade* akan kecil juga. Dengan mengecilnya gaya *drag* pada *returning blade*, maka torsi yang dihasilkan oleh *returning blade* mengecil. Kecilnya nilai torsi pada *returning blade* mengakibatkan selisih torsi antara *returning blade* dan *advancing blade* menjadi lebih besar, sehingga akan menghasilkan torsi negatif pada *returning blade* turbin angin Savonius

Untuk membuktikan hipotesis diatas, maka akan dilakukan studi numerik dengan menggunakan ANSYS FLUENT 2021R2 turbin angin Savonius dengan diameter sudu turbin (D) = 311,4 mm serta silinder pengganggu dengan perbandingan $d/D = 0,5$ ($d = 82,5$ mm) yang diletakkan dengan dua konfigurasi. Konfigurasi A dengan silinder pengganggu berada di samping *advancing blade*. Konfigurasi B dengan silinder pengganggu berada di depan *returning blade* dan di samping *advancing blade*.

Variasi jarak antara pusat *returning blade* turbin Savonius dengan pusat silinder pengganggu (S/D) sebesar 1,61 dan 1,71. Selain itu, variasi jarak antara pusat *advancing*

blade turbin Savonius dengan pusat silinder pengganggu (Y/D) sebesar 1,61 dan 1,71 dengan kecepatan angin tetap pada 4 m/s.

1.3 Batasan Masalah

Terdapat beberapa Batasan masalah yang digunakan pada penelitian ini untuk mencapai hasil penelitian yang sesuai dengan yang diharapkan dan tidak menyimpang dari tujuan yang ada. Batasan masalah yang terdapat pada penelitian ini adalah:

1. Studi Numerik dilakukan dengan menggunakan penampang 2D.
2. Fluida yang mengalir adalah udara dengan kondisi *unsteady flow*, *incompressible flow*, dan *uniform flow*
3. Analisa dilakukan pada turbin angin Savonius dengan diameter sudu turbin (D) = 165,2 mm, pengganggu berupa silinder sirkular dengan perbandingan $d/D = 0,5$ ($d = 82,5$ mm).
4. Turbin Savonius divariasikan dengan pengganggu berupa silinder dengan terdapat konfigurasi penempatan pengganggu pada sisi samping (Konfigurasi A) dan penempatan pengganggu pada sisi depan dan samping (Konfigurasi B) dengan variasi jarak penempatan.
5. Variasi jarak pusat *returning blade* turbin Savonius dengan pusat silinder pengganggu (S/D) yang digunakan adalah sebesar 1,61 dan 1,71
6. Variasi jarak pusat poros turbin Savonius dengan pusat silinder pengganggu (Y/D) yang digunakan adalah sebesar 1,61 dan 1,71
7. Arah aliran udara diasumsikan pada satu arah aliran yaitu dari *inlet*.
8. Kecepatan angin yang diasumsikan konstan dengan kecepatan 4 m/s.

1.4 Tujuan Penelitian

Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh pemberian silinder pengganggu pada turbin Savonius yang ditempatkan dengan 2 konfigurasi. Analisis pada penelitian ini dilakukan dengan cara:

1. Mengetahui peningkatan performa turbin angin Savonius dengan pemberian silinder pengganggu berukuran $d/D = 0,5$ yang ditempatkan di depan *returning blade* dengan dua konfigurasi dengan jarak (S/D) yaitu 1,61 dan 1,71 dan jarak (Y/D) yaitu 1,61 dan 1,71 pada kecepatan angin 4 m/s.
2. Menghitung *Coefficient of Power* (CoP) dari turbin Savonius
3. Menghitung *Coefficient of Moment* (Cm) dari turbin Savonius.
4. Mengetahui distribusi tekanan, kontur kecepatan dan tekanan dari turbin angin Savonius.

1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat yang didapat dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Mampu memberikan alternatif pembangkit tenaga angin sebagai upaya memenuhi kebutuhan energi nasional
2. Memberikan referensi perancangan turbin angin Savonius dengan penambahan silinder pengganggu dengan dua konfigurasi yaitu, di depan *returning blade* dan di samping *advancing blade* yang berpengaruh pada performa turbin.

BAB 2

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Energi Angin

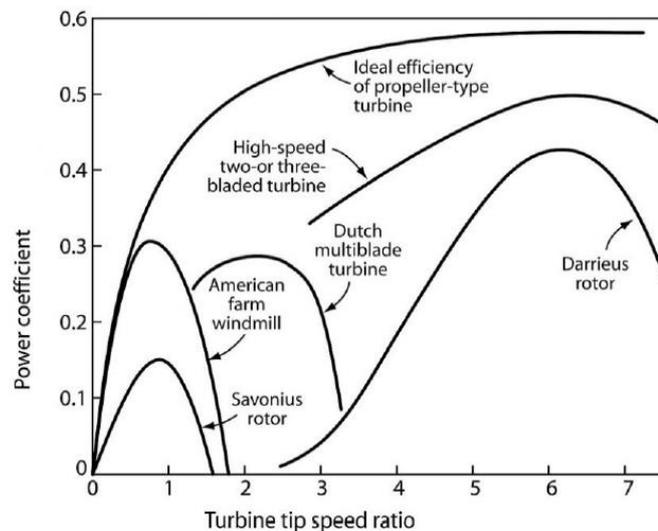
Angin merupakan fenomena alam berupa pergerakan udara yang terjadi akibat dari perbedaan tekanan pada atmosfer pada suatu tempat. Selain itu terjadinya pergerakan udara dapat pula terjadi akibat dari faktor seperti perbedaan suhu dari suatu tempat dan letak tempat dengan permukaan laut dan garis lintang khatulistiwa. Pergerakan udara tersebut mengakibatkan adanya pergerakan partikel fluida yang dapat dimanfaatkan untuk menggerakkan suatu alat untuk mengkonversi dari energi kinetik kedalam bentuk energi yang lain. Pemanfaatan energi angin dapat dijadikan sebagai sumber energi alternatif yang memiliki prospek ke depan karena merupakan sumber energi terbarukan yang dapat dimanfaatkan terus menerus dan merupakan sumber energi yang bersih.

2.2 Turbin Angin

Pemanfaatan energi angin dapat dilakukan dengan menggunakan Turbin Angin. Turbin angin digunakan untuk mengubah energi angin menjadi energi mekanik dan menghasilkan listrik. Turbin angin memiliki komponen utama yang terdiri dari rotor, sudu turbin, power generator dan struktur. Rotor merupakan elemen yang berfungsi sebagai tempat mengumpulnya energi dari angin. Sudu turbin berpusat pada pusat dari rotor akan bergerak dan menggerakkan rotor. Prinsip kerja pemanfaatan energi angin adalah akibat adanya perbedaan tekanan udara yang melewati sudu turbin. Pergerakan udara melewati sudu turbin mengakibatkan adanya perbedaan tekanan pada salah satu sudu. Perbedaan tekanan yang terjadi pada dua sisi sudu akan mengakibatkan munculnya *lift* dan *drag*. Rotor akan berputar akibat dari gaya angkat atau *lift* yang muncul lebih besar dibandingkan dengan gaya *drag*. Perputaran dari rotor akan menggerakkan power generator yang akan mengubah energi mekanik menjadi energi listrik. Berdasarkan interaksi arah putaran rotor turbin angin dan arah angin datang, turbin angin pada umumnya diklasifikasikan menjadi dua tipe yakni *Vertical Axis Wind Turbine (VAWT)* dan *Horizontal Axis Wind Turbine (HAWT)*.

Horizontal Axis Wind Turbine (HAWT) merupakan jenis dari turbin angin yang paling banyak digunakan. Turbin Angin Sumbu Horizontal adalah turbin angin dengan sumbu putar sejajar dengan permukaan tanah. Turbin ini terdiri dari sebuah menara yang di atasnya terdapat baling-baling yang berfungsi sebagai rotor yang menghadap arah angin. Kebanyakan turbin angin sumbu horizontal memiliki dua atau tiga bilah, meskipun ada juga HAWT yang memiliki bilah lebih sedikit atau lebih. Turbin angin ini biasanya beroperasi berlawanan dengan arah angin (*upwind*) tetapi terkadang terdapat juga konfigurasi yang beroperasi searah dengan arah dari angin (*downwind*). *Horizontal Axis Wind Turbine (HAWT)* memiliki keunggulan yaitu adanya menara yang tinggi memungkinkan turbin untuk mendapatkan kecepatan angin yang cukup besar dan efisiensi dari turbin akan lebih meningkat akibat dari sudu-sudu dari turbin yang selalu tegak lurus dengan arah dari angin dan menerima daya sepanjang rotasi. Kelemahan yang ada dari *Horizontal Axis Wind Turbine (HAWT)* adalah perlu adanya konstruksi *tower* yang tinggi. Sudu-sudu turbin yang cukup besar mengakibatkan adanya biaya untuk logistic dan pemasangan dari sudu turbin. Selain itu ada kemungkinan adanya turbulensi pada jenis *downwind* dan juga perlu adanya kontrol untuk mengarahkan sudu ke arah angin.

Vertical Axis Wind Turbine (VAWT) adalah jenis dari turbin angin yang memiliki sumbu yang tegak dan lurus dengan arah aliran angin. Terdapat dua tipe dari VAWT yaitu Turbin yang memanfaatkan gaya lift pada sudu untuk beroperasi yaitu Darrius dan H-Rotor. Tipe selanjutnya adalah turbin yang memanfaatkan adanya gaya drag pada sudu yaitu turbin Savonius. Keunggulan yang dimiliki dari *Vertical Axis Wind Turbine* (VAWT) adalah nilai torsi yang dimiliki oleh jenis turbin ini cukup tinggi sehingga turbin akan lebih mudah untuk berputar pada kecepatan angin yang rendah, turbin ini dapat menerima angin dari segala arah, sehingga ketika arah angin berubah, turbin jenis ini tidak perlu mesin penggerak supaya rotor berubah menjadi menghadap angin, biaya konstruksi dari turbin jenis ini lebih ekonomis dan dengan perawatan yang lebih mudah. Kekurangan dari *Vertical Axis Wind Turbine* (VAWT) adalah tingkat efisiensinya yang masih rendah dan daya yang dihasilkan oleh turbin ini masih cukup rendah. Gambar 2.1 merupakan grafik yang menunjukkan nilai-nilai *coefficient of power* untuk tiap jenis turbin angin yang diperoleh berdasarkan penelitian yang pernah dilakukan.

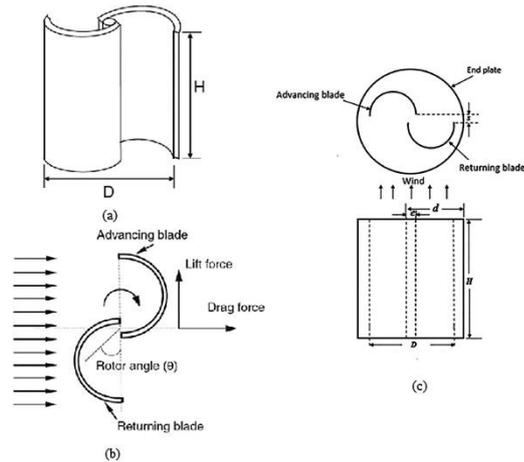


Gambar 2.1 Tip speed ratio vs power coefficient untuk jenis turbin angin yang berbeda (Worasinchai & Suwannakij, 2018)

2.3 Turbin Angin Savonius

Turbin Savonius merupakan salah satu jenis dari Vertical Axis Wind Turbine (VAWT). Pertama kali dikembangkan pada tahun 1922 oleh Sigurd Johannes Savonius dari Finlandia. Turbin Savonius ini memanfaatkan energi angin yang mengenai sudu-sudu turbin dan menghasilkan gaya *drag*. Gaya *drag* yang diterima permukaan cekung dan cembung memiliki perbedaan sehingga menyebabkan turbin berputar. Selisih dari gaya drag akan menghasilkan torsi yang bila dikalikan dengan kecepatan sudut turbin akan menghasilkan daya turbin. Gaya *lift* berkontribusi terhadap daya mekanis yang disalurkan ke poros. Konstruksi dari turbin jenis ini merupakan salah satu yang paling sederhana dibanding jenis turbin yang lain dan tingkat kebisingan yang dihasilkan relatif lebih rendah,

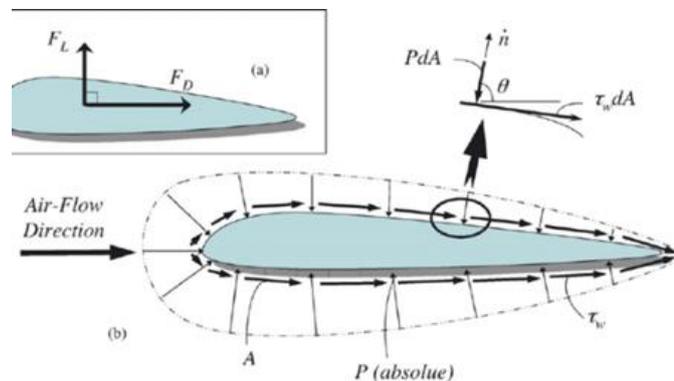
Tip Speed Ratio (TSR) dari turbin berada pada kisaran yang relatif rendah akibat dari kecepatan angular sudu yang tidak dapat lebih besar dari kecepatan aliran angin yang mengenai sudu turbin tersebut. Pergerakan dari turbin Savonius relatif pelan. Tetapi memiliki torsi awal yang besar dan memiliki kemampuan self-starting yang baik, namun efisiensi yang dihasilkan lebih rendah jika dibandingkan dengan *Horizontal Axis Wind Turbine* (HAWT).



Gambar 2.2 Skema turbin angin Savonius dua *blade* (Dewan et al., 2021)

2.4 Gaya Drag

Pada saat sebuah benda bergerak dan melewati fluida akan tercipta interaksi antara aliran dari fluida dengan permukaan dari benda. Hasil dari interaksi tersebut dapat dilihat dalam bentuk gaya. Gaya yang berlawanan dengan arah benda disebut sebagai Gaya *Drag* (*Drag Force*). *Drag* muncul akibat dari adanya perbedaan kecepatan antara benda dengan fluida. Gaya tersebut mempunyai arah sejajar dengan kecepatan dari aliran terhadap luas penampang dari benda dari benda yang berlawanan dengan arah aliran tersebut.



Gambar 2.3 Gaya Drag pada Permukaan Benda (Mierzejewska & Jodko, 2018)

Faktor-faktor yang mempengaruhi gaya drag diantaranya adalah kecepatan *upstream*, ukuran, bentuk dari benda solid, dan densitas atau massa jenis dari fluida. Persamaan gaya *drag* dapat dituliskan dengan persamaan sebagai berikut :

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

Dimana:

F_D : gaya *drag* (N)

ρ : massa jenis udara (kg/m^3)

V : kecepatan aliran udara (m/s)

A : luas proyeksi benda yang terkena aliran fluida (m^2)

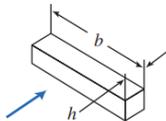
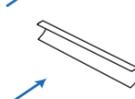
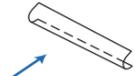
C_D : Koefisien *drag* yang nilainya tergantung pada bentuk geometri suatu benda

Coefficient of Drag (C_D) merupakan bilangan tak berdimensi yang nilainya diperoleh dari hasil eksperimen. *coefficient of drag* merupakan fungsi dari beberapa parameter seperti bentuk benda, bilangan Reynolds, bilangan Froude, bilangan Mach, dan kekasaran permukaan. *coefficient of drag* dapat dirumuskan sebagai berikut:

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

Nilai *coefficient of drag* akan berbeda-beda bergantung pada geometri dari benda solid. Nilai tersebut biasanya didapat dari hasil eksperimen. Nilai *coefficient of drag* untuk masing-masing geometri dapat dilihat pada tabel 2.1 berikut.

Tabel 2.1 Nilai *Coefficient of Drag* untuk bentuk benda yang berbeda (Pritchard et al., 2011)

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

2.5 Hukum Betz

Energi yang dibangkitkan oleh angin melalui turbin dipengaruhi oleh kecepatan dari angin dan ekstraksi dari energi mekanik dari putaran turbin. Tetapi tidak semua energi dari angin dapat diubah menjadi energi mekanik karena apabila seluruh energi ditransformasi menjadi energi mekanik kecepatan di belakang rotor akan menjadi nol. Akibatnya akan membuat aliran angin tidak melalui rotor dan transformasi daya tidak terjadi. Oleh karena itu, kecepatan angin di belakang rotor tidak boleh sama dengan nol agar dapat menghasilkan daya maksimum

Hukum Betz atau disebut juga sebagai Betz Limit diperkenalkan oleh Albert Betz, seorang ilmuwan Jerman. Pada 1919. Dalam Hukum Betz, dinyatakan bahwa sebuah turbin angin memiliki nilai maksimum efisiensi sebesar sebesar 16/27 atau 59,3 %. Energi kinetik dari angin yang dapat digunakan untuk memutar turbin dan menghasilkan listrik. Nilai 59,3 % disebut juga sebagai *Betz Coefficient*. Tetapi dalam kenyataan turbin angin sulit untuk

mencapai titik *betz limit* dan umumnya nilai dari efisiensi turbin angin adalah sebesar 35-45 %.

2.6 Momentum Angular

Prinsip dari Momentum Angular dari sebuah sistem dinyatakan bahwa laju perpindahan dari momentum angular setara dengan nilai torsi yang bekerja pada sistem

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

Dimana persamaan dari momentum angular pada sistem adalah sebagai berikut

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

Torsi dihasilkan oleh gaya, permukaan dan juga oleh poros. Pada saat momentum angular ini diaplikasikan pada *finite control volume* maka persamaan menjadi

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

Persamaan diatas menyatakan bahwa momen dari gaya-gaya di permukaan dan gaya-gaya di body, ditambah torsi yang diberikan, menyebabkan perubahan momentum angular dari aliran. Persamaan diatas disederhanakan dengan memilih *fixed control volume* yang menyelubungi rotor untuk mengevaluasi torsi poros. Pada kasus ini gaya-gaya pada permukaan, seperti gaya gesek diasumsikan diabaikan karena diasumsikan jauh lebih rendah dibandingkan nilai torsi poros. Mengabaikan gaya pada *body* selain torsi, maka untuk *steady flow*, persamaan torsi berubah menjadi

$$\vec{T}_{shaft} = \int_{CS} \vec{r} \times \vec{V} \rho \vec{V} dA \quad (2.3)$$

Dimana:

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

r : Panjang lengan dari pusat gaya menuju posisi *shaft* (m)

\vec{V} : Kecepatan (m/s)

A : Luas permukaan sudu turbin (m²)

2.7 Coefficient of Power (CoP)

Coefficient of Power (CoP) digunakan sebagai ukuran tingkat efisiensi dari turbin angin. Efisiensi performa turbin diukur dari hasil perbandingan antara daya listrik aktual dari turbin dan total dari daya angin yang mengalir ke sudu turbin pada kecepatan tertentu. Persamaan dari *coefficient of power* adalah sebagai berikut :

$$CoP = \frac{\text{Electrical Power Produced}}{\text{Total Energy in the Wind}}$$

$$CoP = \frac{P}{P_{available}} = \frac{T\omega}{\left(\frac{1}{2}\right)\rho AV^3} = C_T\lambda \quad (2.4)$$

Dimana:

P : daya yang diproduksi turbin (Watt)

T : torsi turbin angin (N.m)

ω : putaran turbin (rad/s)

ρ : massa jenis udara (kg/m³)

A : luas penampang (m²)

V : kecepatan udara (m/s)

C_T : koefisien torsi

λ : *Tip Speed Ratio* (TSR)

2.8 Coefficient of Moment (C_m)

Coefficient of Moment (C_m) merupakan nilai yang menunjukkan perbandingan antara torsi dinamis dari turbin angin dan torsi teoritis dari aliran angin pada sebuah turbin terhadap parameter geometri sebuah turbin angin.

Adapun pada penelitian ini, Turbin angin yang digunakan adalah jenis turbin angin Savonius sehingga parameter geometri yang digunakan adalah turbin angin Savonius, Nilai dari *Coefficient of Moment* dapat diperoleh dengan persamaan sebagai berikut:

$$C_m = \frac{T_d}{\frac{1}{2}\rho A R V^2} = \frac{CoP}{\lambda} \quad (2.5)$$

Dimana:

T : torsi turbin angin (N.m)

ρ : massa jenis fluida (kg/m³)

A : *cross sectional section* (m²)

R : jari jari turbin angin Savonius (m)

V : kecepatan aliran udara (m/s)

CoP : *coefficient of power*

λ : *Tip Speed Ratio* (TSR)

2.9 Tip Speed Ratio (TSR)

Tip Speed Ratio (TSR) adalah rasio perbandingan kecepatan tangensial dari ujung blade dan kecepatan angin. Nilai *tip speed ratio* yang tinggi dapat menghasilkan kecepatan poros yang tinggi sehingga turbin akan beroperasi secara lebih efisien. Faktor yang mempengaruhi nilai dari Tip Speed Ratio meliputi jumlah blade, jenis dari turbin angin dan profil airfoil blade. Nilai dari tip speed ratio dapat diperoleh dari persamaan sebagai berikut

$$\lambda = \frac{\omega \cdot R}{v} \quad (2.6)$$

Dimana:

λ : *tip speed ratio*

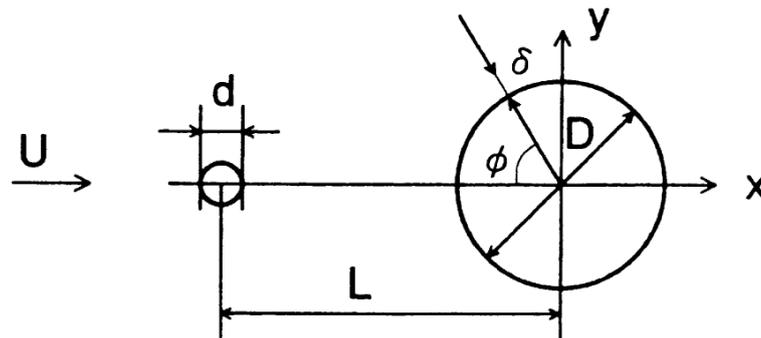
ω : kecepatan turbin (rad/s)

R : radius rotor (m)
 v : kecepatan angin (m/s)

2.10 Hasil Penelitian Terdahulu

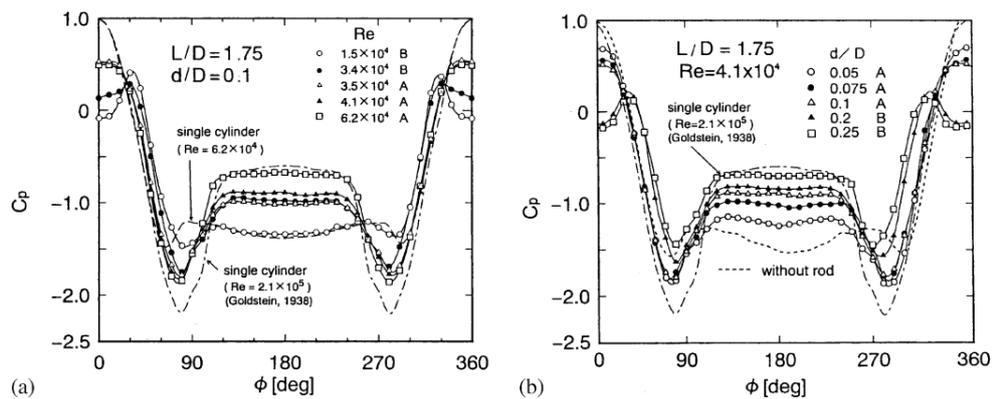
2.10.1 Tsutsui & Igarashi, 2002 (*Drag Reduction of a Circular Cylinder in Air Stream*)

Penelitian ini merupakan studi tentang aliran dari fluida yang terdapat pada sebuah silinder dan diberikan sebuah pengganggu berupa silinder. Penelitian tersebut memvariasikan jarak antara kedua pusat silinder (L/D), diameter silinder pengganggu (d/D), dan harga bilangan Reynolds pada rentang $1,5 \times 10^4 \leq Re \leq 6,2 \times 10^4$. Geometri dari penelitian dapat dilihat pada gambar 2.4 berikut.



Gambar 2.4 Geometri Percobaan (Tsutsui & Igarashi, 2002)

Penelitian dilakukan pada *wind tunnel* berkecepatan rendah dengan bidang kerja setinggi 400 mm, lebar 150 mm dan panjang 800 mm. Diameter silinder melingkar, (D) adalah 40 mm, dan diameter batang, (d) berkisar antara 1 hingga 10mm. Jarak longitudinal antara sumbu silinder melingkar dan batang, (L) sebesar dari 50 hingga 120mm. Kecepatan aliran bebas, (U) bervariasi dari 4 m/s hingga 24 m/s dan intensitas turbulen sekitar 0,4%. Visualisasi aliran di sekitar silinder dilakukan dengan menggunakan aliran dari asap.



(a) Efek Variasi dari Re

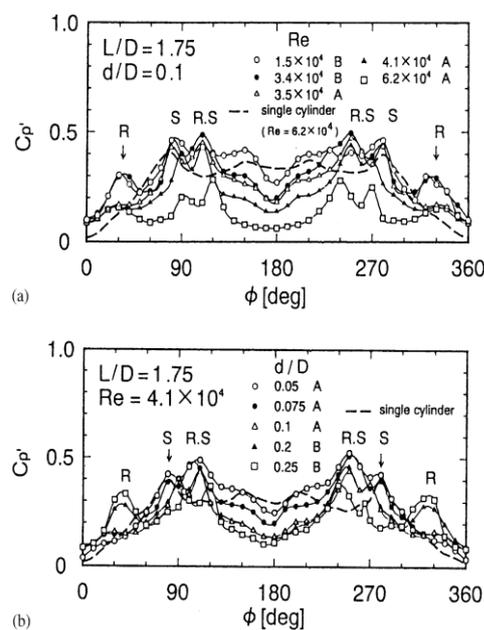
(b) Efek variasi dari (d/D)

Gambar 2.5 Grafik distribusi tekanan pada silinder sirkular (Tsutsui & Igarashi, 2002)

Gambar 2.5 menunjukkan distribusi dari koefisien tekanan yang ada disekitar cylinder, C_p . Gambar (a) memperlihatkan variasi dari distribusi tekanan dengan Reynold number pada $L/D = 1.75$, $d/D = 0.1$. Pola aliran berubah dari B ke A pada $Re =$

$(3.4 - 3.5) \times 10^4$ dan terdapat perbedaan permukaan cylinder circular. Pada pola aliran A, nilai dari koefisien tekanan (C_p) pada area depan menurun hingga 0,5 yang disebabkan penurunan kecepatan saat mendekati *circular cylinder*. Pada pola aliran B nilai dari C_p pada area bagian depan bernilai negatif karena quasi-static vortex yang terbentuk diantara batang dan silinder dengan nilai dari C_p mencapai maksimum pada 0,2- 0,5. Nilai C_p minimum berada pada $\phi = 70^\circ - 90^\circ$ atau $(270^\circ - 290^\circ)$. nilai C_{pb} meningkat sesuai dengan kenaikan nilai Reynolds. Disimpulkan bahwa melalui penambahan silinder pengganggu dengan variasi berupa bilangan Reynold membuat lebar *wake* yang berada di belakang silinder sirkular utama akan semakin menyempit.

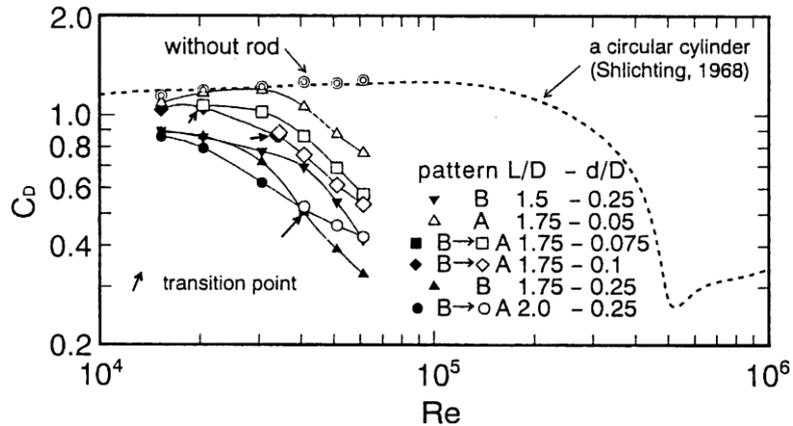
Gambar (b) menunjukkan bahwa pada pola aliran A berada pada nilai $(d/D) \leq 0,05$ dan pola aliran B berada pada nilai $(d/D) \geq 0,075$. Nilai dari C_{pb} akan semakin meningkat seiring dengan kenaikan dari nilai (d/D) .



Gambar 2.6 Grafik distribusi tekanan yang berfluktuasi di sekitar *circular cylinder*
 (a) Efek Variasi dari Re (b) Efek variasi dari (d/D)
 (Tsutsui & Igarashi, 2002)

Gambar 2.6 menunjukkan fluktuasi dari distribusi koefisien tekanan yang terdapat disekitar silinder sirkular. Pada gambar (a) dapat disimpulkan bahwa nilai dari C'_p akan mengalami penurunan seiring dengan kenaikan dari nilai Reynold number. Pola aliran berubah dari B ke A pada $Re = (3.4 - 3.5) \times 10^4$. Gambar (b) menunjukkan seiring dengan meningkatnya nilai dari d/D akan terjadi penurunan nilai dari C'_p

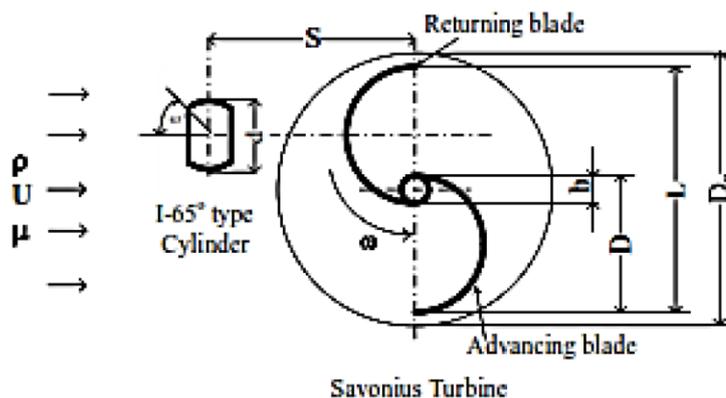
Perbandingan dari nilai koefisien drag dibandingkan dengan nilai bilangan Reynold seperti terlihat pada gambar 2.7 menunjukkan tentang. Dapat disimpulkan bahwa peningkatan nilai bilangan Reynold, peningkatan nilai d/D , dan penurunan nilai L/D akan mengakibatkan penurunan nilai koefisien drag (C_d). Peningkatan nilai bilangan Reynolds diatas 3×10^4 akan membuat titik separasi bergeser semakin cepat dan daerah *wake* mengalami penyempitan sehingga koefisien *drag* akan mengalami penurunan



Gambar 2.7 Grafik Koefisien Drag (C_d) (Tsutsui & Igarashi, 2002)

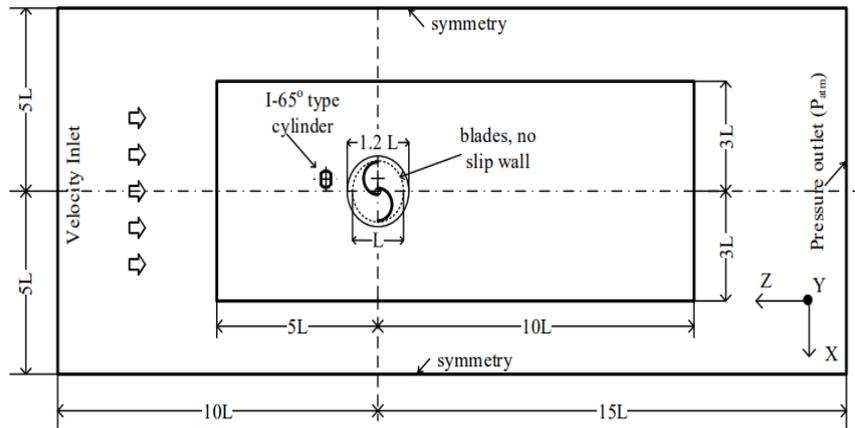
2.10.2 Sakti et al., 2019 (*Experimental and Numerical Investigation of I-65° Type Cylinder Effect on the Savonius Wind Turbine Performance*)

Penelitian merupakan studi eksperimen dan studi simulasi numerik mengenai pengaruh dari silinder pengganggu tipe I-65° terhadap performa dari turbin angin Savonius. Konfigurasi yang digunakan dalam penelitian ini yaitu silinder dipotong 65° kemudian silinder pengganggu tipe I-65° diletakkan di depan *returning blade* dengan diameter sudu turbin (D) = 165,2 mm, diameter *end plate* (D_o) = 333,7 mm dan tinggi (H) = 294,4 mm, dengan diameter poros (e) = 19 mm. Silinder pengganggu tipe I-65° ini memiliki diameter sebesar (d) 88,5 mm dan tinggi (h) = 500 mm. Pada penelitian ini dilakukan pada $Re = 9,9 \times 10^4$ dengan rasio posisi jarak silinder pengganggu terhadap diameter turbin (S/D) = 1,4 dan rasio diameter silinder pengganggu terhadap diameter turbin (d/D) = 0,54. Silinder digunakan dengan tujuan perancang untuk menurunkan gaya seret pada *returning blade*. Konfigurasi dari turbin Savonius dan pemasangan cylinder type I-65° terdapat pada Gambar 2.8.

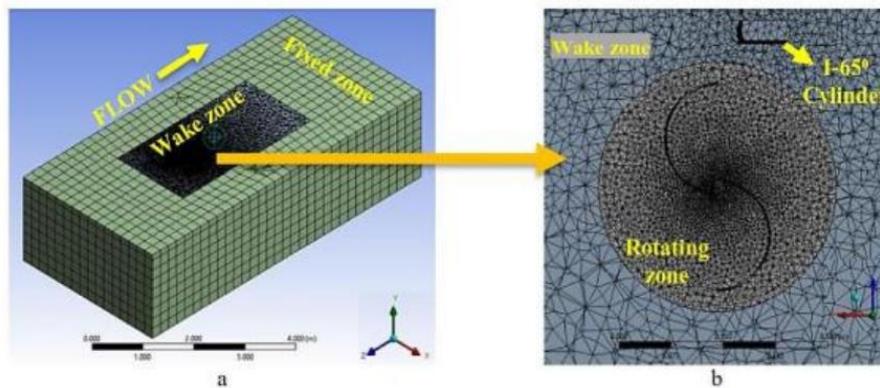


Gambar 2.8 Konfigurasi turbin Savonius dan silinder pengganggu dipasang di depan *returning blade*. (Sakti et al., 2019)

Penelitian studi numerik dilakukan dengan menggunakan *software* CFD ANSYS Fluent 19.1. Simulasi dilakukan dengan simulasi 3D. Domain terbagi menjadi tiga bagian yaitu *stationary*, *rotating*, dan *wake* domain. Gambar 2.9 menunjukkan dimensi spesifik dari turbin dan dimensi domain daerah disekitar turbin.

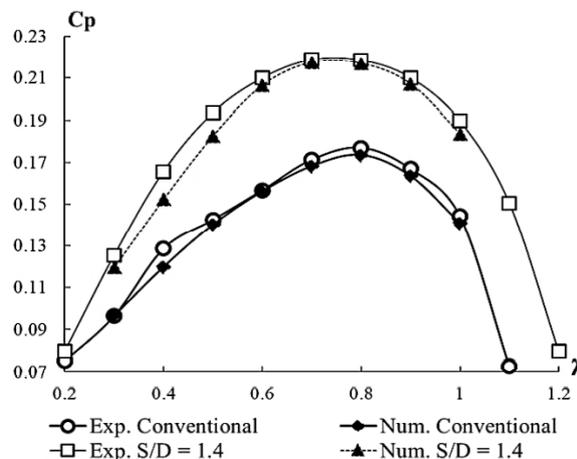


Gambar 2.9 Detail geometri dan domain simulasi (Sakti et al., 2019)



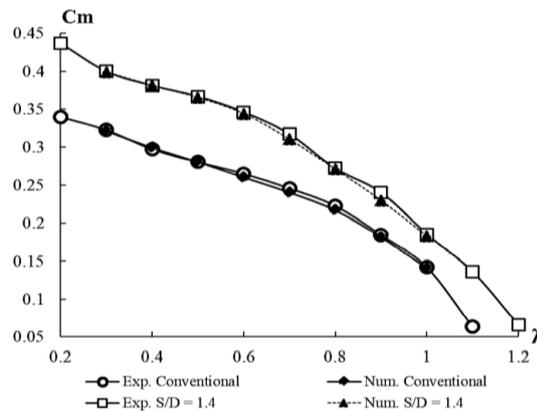
Gambar 2.10 Konfigurasi *mesh* turbin Savonius untuk simulasi CFD (a) Tampilan *isometric* untuk *wake zone* dan *fixed zone*; (b) Posisi letak silinder pengganggu tipe I-65° pada sumbu Y (Sakti et al., 2019)

Semua variabel dan intensitas turbulensi diskretized dalam formulasi volume terbatas dalam skema *second-order upwind*. Model turbulensi menggunakan *k-epsilon realizable* dengan *enhanced wall treatment* dan aliran *unsteady* diselesaikan dengan metode SMM (*Sliding Mesh Model*).



Gambar 2.11 Perbandingan *coefficient of power* secara eksperimen dan numerik turbin Savonius konvensional dan turbin Savonius dengan silinder pengganggu tipe I-65° (Sakti et al., 2019)

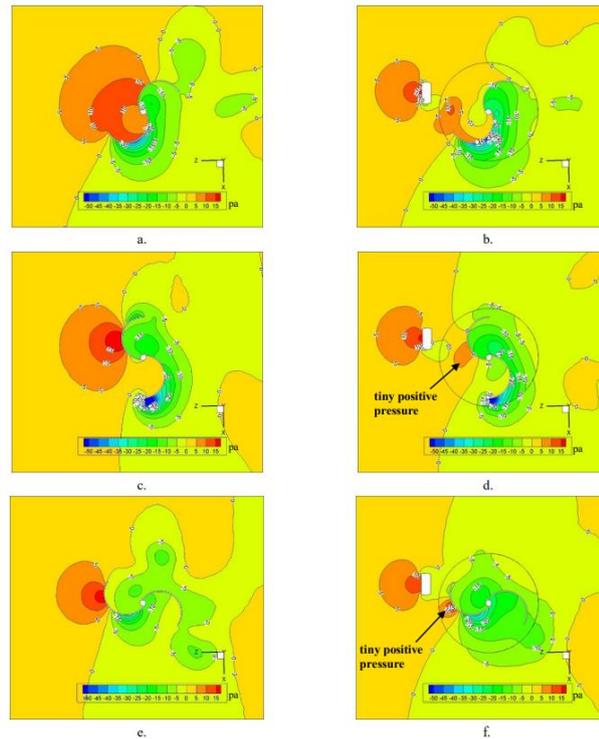
Dari hasil penelitian seperti yang diperlihatkan pada Gambar 2.11 menunjukkan bahwa pada adanya peningkatan performa turbin Savonius. Penambahan silinder pengganggu type I-65° pada $S/D = 1,4$ membuat *coefficient of power* dari turbin mengalami kenaikan dari 0,177 untuk turbin konvensional ke 0,218 untuk turbin dengan silinder pengganggu atau terjadi peningkatan sebesar 23,61% lebih tinggi dari turbin konvensional secara penelitian eksperimen. Secara penelitian studi numerik, *Coefficient of Power* dari turbin mengalami kenaikan dari 0,173 untuk turbin konvensional ke 0,217 untuk turbin dengan silinder pengganggu atau terjadi peningkatan sebesar 25,32% lebih tinggi dari turbin konvensional.



Gambar 2.12 Perbandingan *coefficient of moment* secara eksperimen dan numerik turbin Savonius konvensional dan turbin Savonius dengan silinder pengganggu tipe I-65° untuk $Re = 9,9 \times 10^4$ dan $(S/D) = 1,4$ (Sakti et al., 2019)

Hasil penelitian yang diperlihatkan pada gambar 2.12 menunjukkan *coefficient of moment* dari turbin dengan penambahan silinder type I-65° mengalami peningkatan dibandingkan dengan turbin konvensional. Seperti yang terlihat di Gambar 2.16 Selisih paling maksimal terdapat pada TSR $\lambda = 0,8$ untuk turbin konvensional dan TSR $\lambda = 0,9$ untuk turbin dengan penambahan silinder dihitung masing-masing mencapai 2,65% dan 4,25%.

Gambar 2.13 menunjukkan adanya penurunan dari tekanan tekanan pada daerah yang ada di depan dari returning blade setelah turbin diberikan silinder penganggi tipe I-65°, perubahan yang terjadi yang ada pada daerah depan dari sisi returning blade turbin Savonius menyebabkan *pressure drag* dari *returning blade* turun. *Pressure drag* pada *advancing blade* lebih tinggi dibandingkan *returning blade* sehingga selisih torsi turbin meningkat dan daya performa dari turbin Savonius turut meningkat. Hasil simulasi menunjukkan dengan adanya penambahan silinder pengganggu type I-65° pada dengan konfigurasi sudut blade 30° mampu meningkatkan torsi dari turbin secara lebih efektif dibandingkan dengan konfigurasi sudut blade 90° dan 150°.

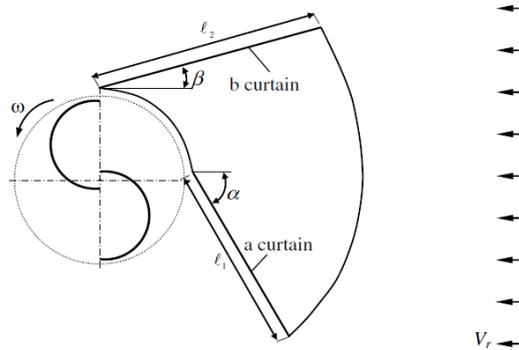


Gambar 2.13 Perbandingan kontur tekanan antara turbin Savonius konvensional dan turbin Savonius silinder pengganggu Type I-65° pada TSR $\lambda = 0,8$; $Re = 9,9 \times 10^4$ dan $S/D = 1,4$; (a) Turbin konvensional pada sudut 30°; (b) Turbin dengan silinder Type I-65° pada sudut 30°; (c) Turbin konvensional pada sudut 90°; (d) Turbin dengan silinder Type I-65° pada sudut 90°; (e) Turbin konvensional pada sudut 150°; (f) Turbin dengan silinder Type I-65° pada sudut 150° (Sakti et al., 2019)

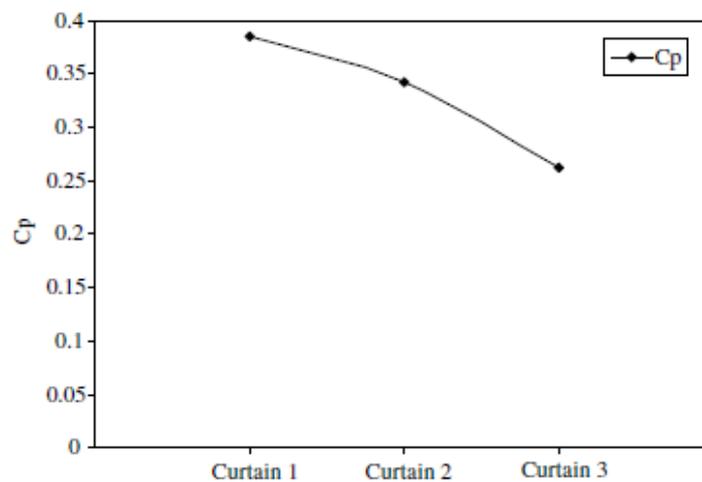
2.10.3 Altan et al., 2008 (*The Use of a Curtain Design to Increase the Performance Level of a Savonius Wind Rotors*)

Pada penelitian ini dilakukan B.D Altan dengan tujuan untuk melakukan peningkatan performa dari turbin Savonius. Peningkatan performa dilakukan dengan menambahkan dua buah plat yang diletakkan di dekat *returning blade* dan di dekat sisi *advancing blade*. *Curtain* digunakan untuk meningkatkan performa aerodinamik dari turbin Savonius dengan membuat defleksi dari aliran angin dan mengalirkannya rotor. Penelitian dilakukan dengan melakukan variasi panjang dari plat (ℓ_1 dan ℓ_2) dan besar sudut dari plat (α dan β) dengan kecepatan angin 7 m/s dan harga bilangan Reynolds $1,5 \times 10^5$.

Penambahan dua buah plat berada didekat *returning blade* dan di dekat sisi *advancing blade* dengan skema penempatan seperti gambar 2.14. Penelitian dilakukan dengan studi eksperimen. Rotor dibuat dari pelat baja setebal 2 mm dengan diameter 32 cm (D), tinggi rotor 32 cm (H) dan jarak celah 2,6 cm (e). Pelat ujung bilah bawah dan atas rotor terbuat dari pelat baja dengan ketebalan dan diameter 4 mm 35,2 cm (D_0). *Curtain 1* memiliki panjang optimal. Panjang *curtain 2* dan *3* adalah 75% dan 50% dari panjang optimal. Setiap susunan *curtain* adalah terbuat dari pelat baja yang tingginya 32 cm dan tebal 2 mm. ℓ_1 dan ℓ_2 panjang plat sebesar 45 cm dan 52 cm untuk *curtain 1*, 34 cm dan 39 cm untuk *curtain 2*, 22 cm dan 26 cm untuk *curtain 3*. Kemudian variasi besar sudut plat (α dan β), sudut α yang digunakan adalah 30°, 35°, 40°, 45°, 50°, 55°, 60° dan sudut β yang digunakan adalah 0°, 5°, 10°, 15°, 20°, 25°, 30°.



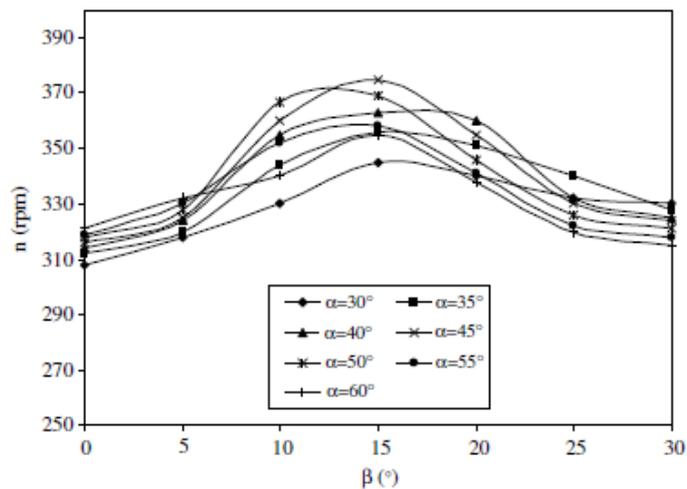
Gambar 2.14 Skema konfigurasi dari *curtain* pada turbin Savonius (Altan et al., 2008)



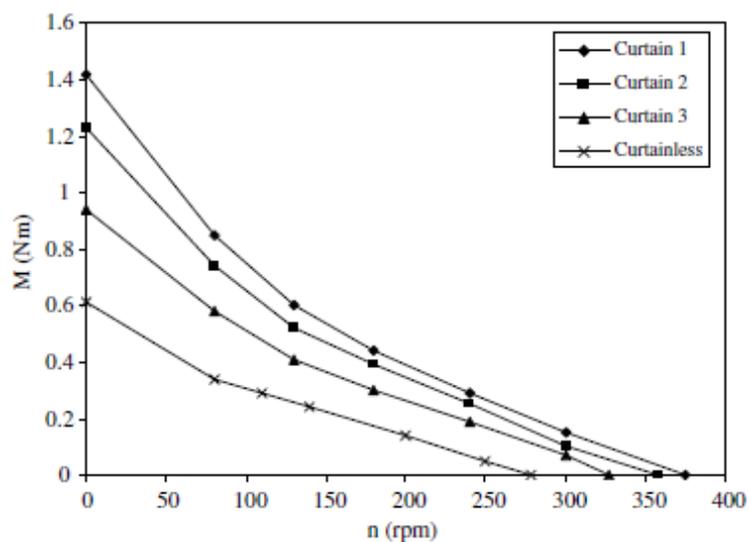
Gambar 2.15 Grafik pengaruh dari panjang *curtain* terhadap *coefficient of power* maksimum dari turbin Savonius (Altan et al., 2008)

Coefficient of power dari turbin Savonius memiliki titik paling maksimum dengan konfigurasi dari *curtain* 1 yaitu sebesar 0,385 seperti yang terlihat pada Gambar 2.15. Karena pada *curtain* 1 memiliki nilai *coefficient of power* yang maksimum, maka dilakukan analisa pengaruh variasi dari sudut *curtain* turbin Savonius.

Variasi dari sudut *curtain* (α) dilakukan dari sudut 30° hingga sudut 60° dengan kenaikan setiap 5° . Karena nilai dari torsi negatif meningkat pada saat aliran dari fluida menuju *returning blade* pada nilai sudut dibawah 30° dan nilai dari kecepatan rotasi cenderung lebih kecil seperti pada nilai sudut diatas 60° . Sedangkan untuk nilai β , konfigurasi optimal terdapat pada sudut $\alpha = 45^\circ$ dan $\beta = 15^\circ$ seperti yang terlihat pada gambar 2.16



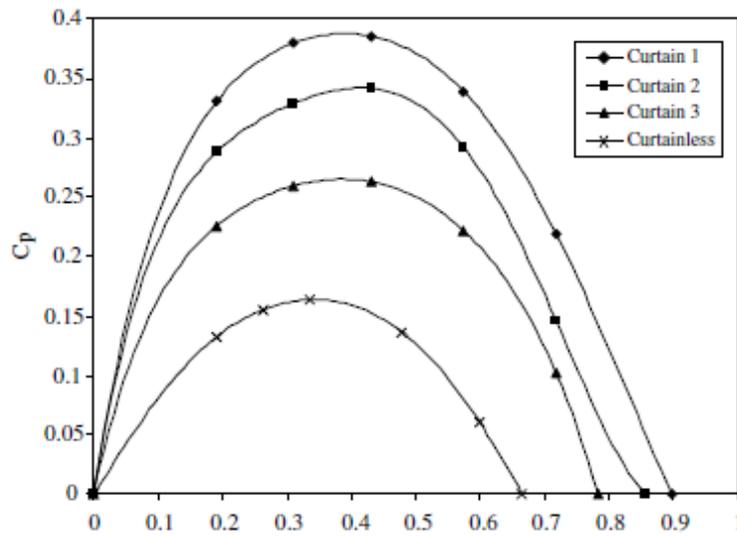
Gambar 2.16 Grafik pengaruh putaran turbin terhadap besar sudut (α dan β) pada *curtain* 1 (Altan et al., 2008)



Gambar 2.17 Grafik pengaruh torsi yang dihasilkan terhadap putaran turbin (Altan et al., 2008)

Pengaruh dari panjang *curtain* pada torsi dari turbin Savonius terhadap putaran turbin bisa dilihat pada gambar 2.17 panjang tirai yang lebih besar dari nilai optimal memiliki efek negatif pada torsi karena peningkatan gesekan, pemisahan aliran, dan kontraksi mendadak di area aliran.

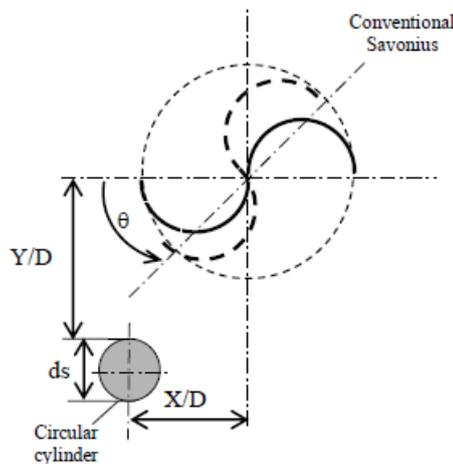
Pengaruh panjang curtain dengan variasi *tip speed ratio* terhadap nilai *coefficient of power* terlihat pada gambar 2.18. Konfigurasi *curtain* 1 memiliki nilai *coefficient of power* tertinggi dan meningkatkan *coefficient of power* dari Turbin Savonius konvensional mencapai 38,5 %. Hal ini dapat terjadi karena Konfigurasi dari *Curtain* 1 memiliki panjang paling lebar sehingga mampu mendefleksikan dan mengalirkan lebih banyak aliran angin menuju rotor.



Gambar 2.18 Grafik pengaruh panjang *curtain* terhadap nilai *Coefficient of Power* dengan variasi *tip speed ratio* ($\alpha = 45^\circ$ dan $\beta = 15^\circ$) (Altan et al., 2008)

2.10.4 Setiawan et al, 2019 (*Flow Analysis of a Circular Cylinder on the Savonius Hydrokinetic Turbine Performance Placed the Side of Advancing Blade*)

Penelitian ini dilakukan oleh Setiawan et al., 2019 untuk mengetahui secara studi numerik pengaruh dari variasi diameter dari *circular cylinder* yang dipasang pada sisi *advancing blade* untuk peningkatan performa dari turbin Savonius. Studi ini juga untuk menentukan ukuran dari *circular cylinder* yang ditempatkan pada sisi *advancing blade* dari turbin. Skema konfigurasi dari turbin dan *circular cylinder* seperti yang dilihat pada gambar 2.19

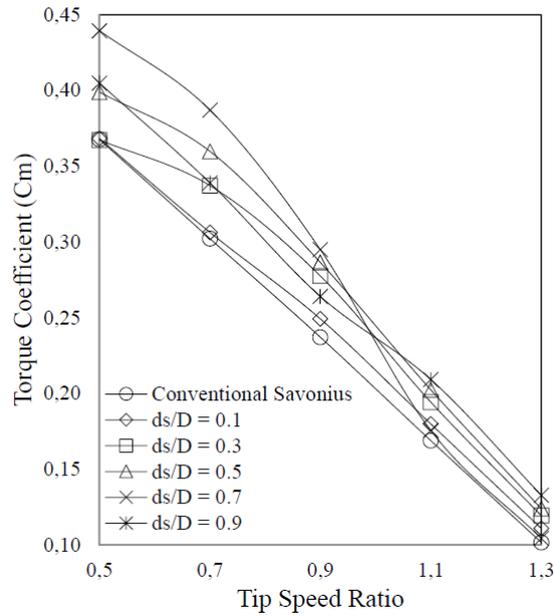


Gambar 2.19 Skema konfigurasi *circular cylinder* pada turbin Savonius (Setiawan et al., 2019)

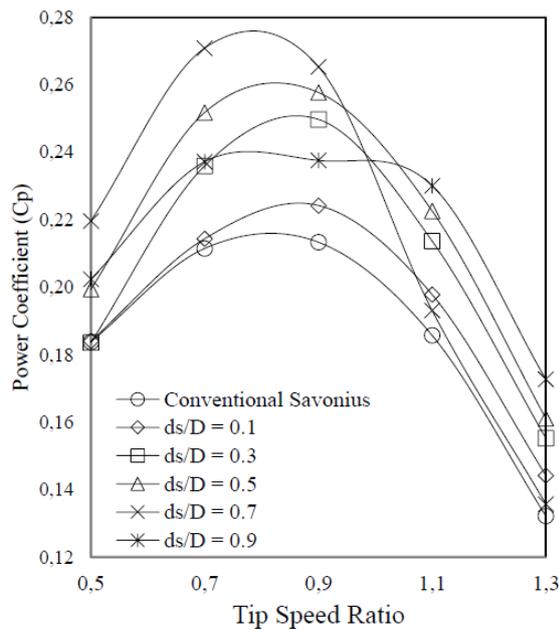
Penelitian ini menggunakan 2D simulasi dengan *software* Gambit dan ANSYS Fluent sebagai perangkat untuk melakukan komputasi fluida. Domain yang digunakan pada komputasi terdiri dari 3 zona yaitu *stationary*, *wake* dan *rotation zone*. Gambar 2.20 memberikan perincian mengenai domain dan *boundary condition* dari simulasi.

adalah *realizable k-epsilon* (RKE) dengan 2D *double precision* dan transient. Konfigurasi untuk simulasi dapat dilihat pada tabel 2.3

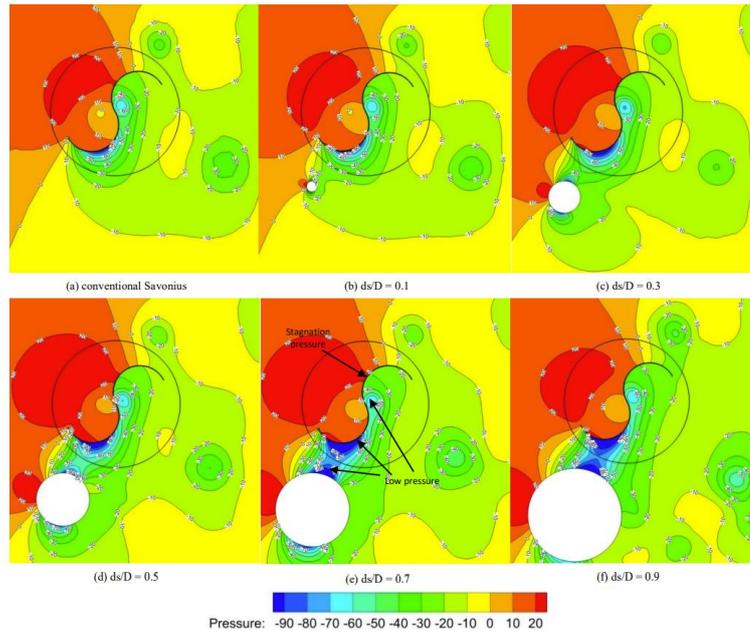
Gambar 2.22 dan Gambar 2.23 menunjukkan grafik *torque coefficient* dan *Coefficient of Power* (C_p) dengan fungsi terhadap *Tip Speed Ratio* (TSR). Dari hasil simulasi didapatkan nilai dari *torque coefficient* mengalami peningkatan ketika ds/D hingga mencapai 0,7. Tetapi ketika nilai dari $ds/D > 0,7$ mengalami penurunan. Nilai maksimum dari *Coefficient of Power* (C_p) juga terdapat pada nilai $ds/D = 0,7$ dengan peningkatan tertinggi 28 % dari turbin konvensional pada TSR 0,7.



Gambar 2.22 Grafik *Torque Coefficient* terhadap fungsi TSR dengan variasi perubahan diameter silinder (Setiawan et al., 2019)

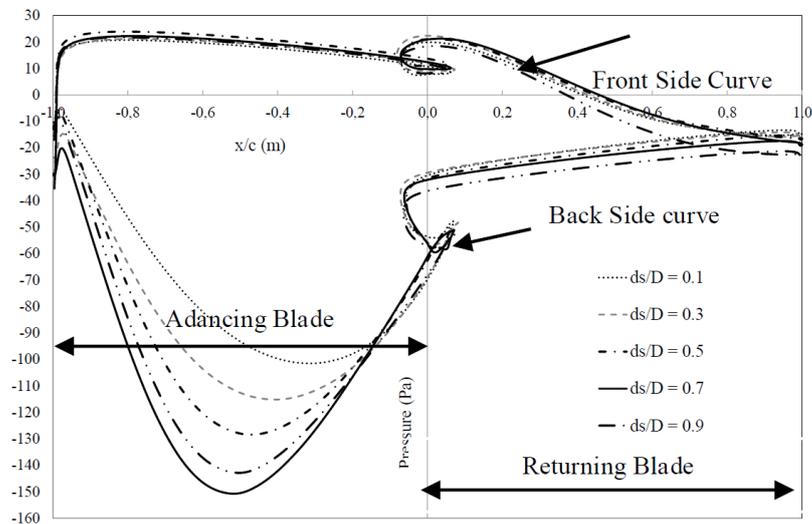


Gambar 2.23 Grafik *Coefficient of Power* (C_p) terhadap fungsi TSR dengan variasi perubahan diameter silinder (Setiawan et al., 2019)



Gambar 2.24 Kontur tekanan dari turbin dengan perubahan diameter silinder dan sudut dari sudut (θ) 30° (Setiawan et al., 2019)

Kontur tekanan dari turbin dengan perubahan diameter silinder dan sudut dari sudut (θ) 30° ditampilkan pada gambar 2.24. Penambahan *circular cylinder* menyebabkan turunnya tekanan pada *convex advancing blade* yang akan meningkatkan torsi positif saat terdapat tekanan negatif dan meningkatkan *coefficient of power*.



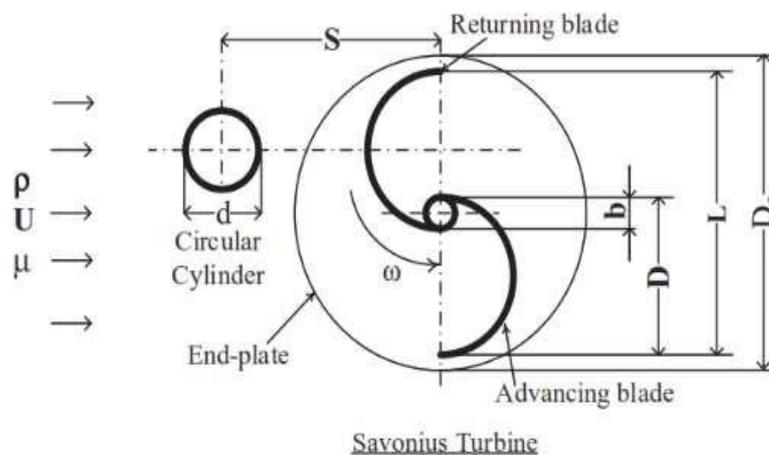
Gambar 2.25 Kontur tekanan dari turbin dengan perubahan diameter silinder dan sudut dari sudut (θ) 30°

Gambar 2.25 menunjukkan grafik distribusi tekanan dengan variasi ds/D pada TSR 0,9 dan sudut dari sudut (θ) 30° . Distribusi tekanan pada bagian depan turbin relatif sama pada seluruh variasi diameter di *advancing blade* dan distribusi tekanan pada sisi belakang mencapai titik maksimal pada $ds/D = 0,7$ pada *returning blade*. Tekanan negatif menunjukkan penambahan *circular cylinder* meningkatkan kecepatan pada bagian belakang *advancing blade* dan kontur kecepatan dapat dilihat kecepatan tertinggi terdapat pada $ds/D = 0,7$.

2.10.5 Triyogi et al., 2020 (*Improving the Performance of Savonius Wind Turbine by Installation of a Circular Cylinder Upstream of Returning Turbine Blade*)

Penelitian ini dilakukan untuk mengetahui pengaruh dari pemasangan *circular cylinder* di sisi upstream *returning blade* terhadap kinerja dari turbin Savonius dengan variasi jarak penempatan. Variasi dari penempatan dilakukan dengan rasio jarak paling baik antara *circular cylinder* dan *returning blade* dengan diameter sudu turbin (S/D). Studi ini juga untuk mengetahui peran silinder sirkular sebagai kontrol pasif untuk mengurangi gaya hambat pada sudu *returning blade*. Penelitian dilakukan dengan studi eksperimen dengan skema konfigurasi seperti yang dilihat pada gambar 2.

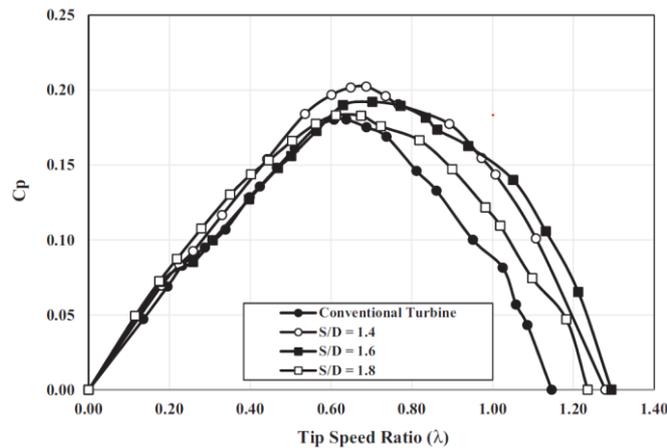
Turbin Savonius yang digunakan memiliki diameter (D) sebesar 165,2 mm, dan diameter poros (b) sebesar 19 mm. Sedangkan *circular cylinder* yang digunakan dalam penelitian ini diletakkan di depan turbin Savonius, memiliki diameter (d) sebesar 88,5 mm. Sehingga rasio antara diameter turbin dan diameter *circular cylinder* (D/d) adalah 0,54.



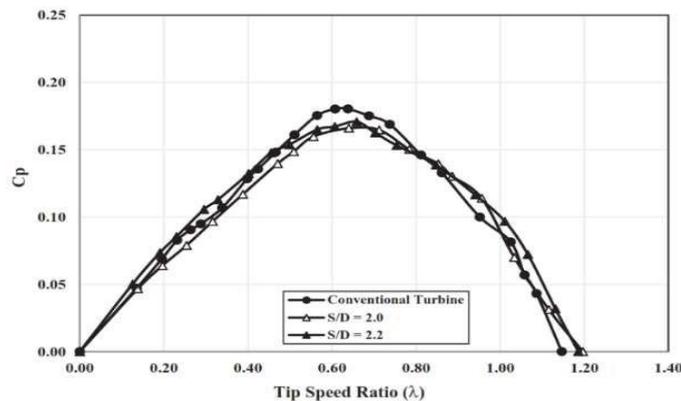
Gambar 2.26 Konfigurasi susunan turbin angin Savonius dengan *circular cylinder* yang terpasang di depan *returning blade* (Triyogi et al., 2020)

Variasi jarak yang dilakukan pada penelitian ini disusun sesuai dengan konfigurasi yang ada pada gambar 2.26 rasio jarak antara sumbu dari *returning blade* turbin dengan sumbu *circular cylinder* terhadap diameter sudu turbin (S/D). Nilai S/D divariasikan dari 1,4, 1,6, 1,8, 2,0, dan 2,2. Nilai S/D terkecil adalah 1,4 dikarenakan keberadaan *endplate* (D_0) sebesar 333,7 mm yang terpasang pada turbin Savonius. Sedangkan variabel yang dijaga tetap adalah kecepatan *freestream* yang disuplai oleh *axial fan* sebesar $U = 5$ m/s setara dengan bilangan Reynolds (Re) sebesar 99.000 dihitung berdasarkan panjang karakteristik ($L = 2D - b$) dan kecepatan *freestream*.

Turbin Savonius dengan penambahan *circular cylinder* menunjukkan adanya peningkatan nilai *coefficient of power* dibandingkan turbin konvensional seperti yang terlihat pada Gambar 2.27 nilai maksimum dari *coefficient of power* didapatkan pada nilai-nilai 1,4 1,6 dan 1,8 pada nilai TSR 0,65, 0,70, dan 0,67 menunjukkan peningkatan secara berurutan sebesar 12,2%, 6,7%, dan 1,7%.



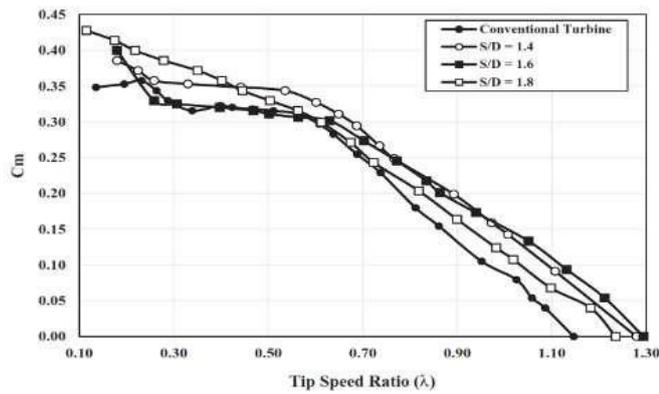
Gambar 2.27 Perubahan nilai *Coefficient of Power* (C_p) turbin dibandingkan dengan *tip-speed ratio* pada jarak S/D = 1,4, 1,6, 1,8 (Triyogi et al., 2020)



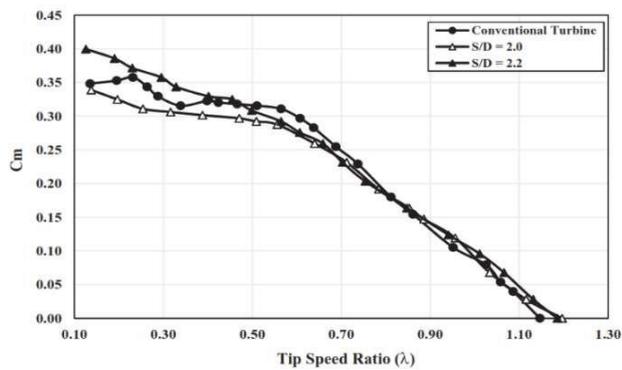
Gambar 2.28 Perubahan nilai *Coefficient of Power* (C_p) turbin sebagai fungsi *tip-speed ratio* pada jarak S/D = 2,0, 2,2. (Triyogi et al., 2020)

Pengaruh dari variasi jarak posisi *circular cylinder* pada S/D 2,0 dan 2,2 terhadap nilai *coefficient of power* dengan perubahan nilai tip speed ratio ditunjukkan pada gambar 2.28 Nilai dari *coefficient of power* relatif hampir sama dengan keadaan turbin Savonius konvensional bahkan turbin dengan S/D > 1,8 ini memiliki nilai C_p lebih kecil dari turbin konvensional pada $0,44 < \lambda < 0,8$. Dapat dilihat apabila *circular cylinder* diletakkan terlalu jauh, maka fungsi *circular cylinder* sebagai *passive control* dari aliran menjadi tidak efektif seperti dua benda yang berdiri sendiri dan tidak mempengaruhi satu sama lain.

Gambar 2.27 menunjukkan grafik perubahan nilai *Coefficient of Moment* (C_m) terhadap nilai *tip speed ratio* (λ) dengan variasi turbin tanpa *circular cylinder* (turbin konvensional), dan turbin yang dipasang *circular cylinder* pada S/D = 1,4, 1,6, 1,8. Dapat disimpulkan dari grafik yang ditunjukkan bahwa nilai dari *Coefficient of Moment* (C_m) turbin Savonius diberikan *circular cylinder* dengan variasi nilai S/D mengalami peningkatan dibandingkan dengan turbin Savonius konvensional pada semua nilai *tip speed ratio*. Hal ini menunjukkan bahwa peningkatan performa turbin secara efektif dapat berkontribusi terhadap torsi positif dan pada akhirnya akan meningkatkan kinerja dari turbin

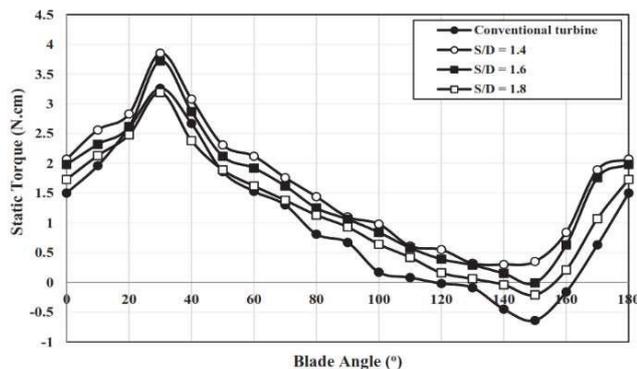


Gambar 2.29 Grafik perubahan nilai *Coefficient of Moment* (C_m) turbin terhadap fungsi *tip-speed ratio* pada jarak $S/D = 1,4, 1,6, 1,8$. (Triyogi et al., 2020)

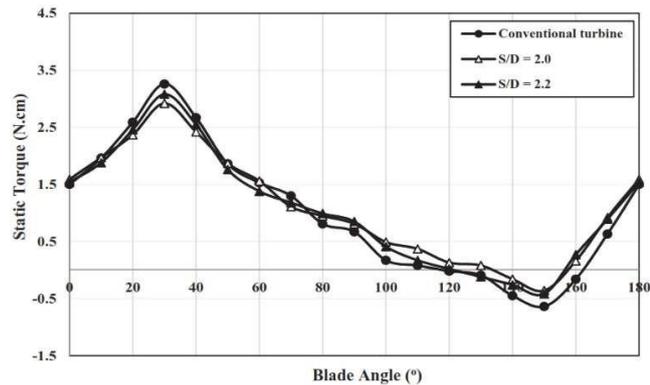


Gambar 2.30 Grafik perubahan nilai *Coefficient of Moment* (C_m) dari turbin terhadap fungsi *tip-speed ratio* pada variasi jarak $S/D = 2,0, 2,2$ (Triyogi et al., 2020)

Gambar 2.30 memperlihatkan grafik perubahan nilai C_m terhadap *tip speed ratio* dengan variasi turbin konvensional dan turbin dengan pemasangan *circular cylinder* pada $S/D = 2,0, 2,2$. Terlihat jelas dari gambar bahwa pemasangan *circular cylinder* yang jauh dari *returning blade* turbin yaitu $S/D > 1,8$. Terlihat pada saat nilai $\lambda < 0,44$ turbin konvensional memiliki nilai C_m yang lebih rendah dibandingkan dengan turbin yang dengan *circular cylinder* pada $S/D = 2,2$, akan tetapi pada rentang nilai TSR yang sama lebih tinggi dibandingkan turbin dengan pemasangan *circular cylinder* pada $S/D = 2,0$.



Gambar 2.31 Grafik perubahan nilai torsi statis dari turbin sebagai fungsi sudut sudu pada variasi jarak $S/D = 1,4; 1,6 ;$ dan $1,8$. (Triyogi et al., 2020)



Gambar 2.32 Grafik perubahan nilai torsi statis dari turbin sebagai fungsi sudut sudu pada variasi jarak $S/D = 2,0$ dan $2,2$. (Triyogi et al., 2020)

Grafik dari Torsi Statis dengan fungsi terhadap sudut sudu turbin pada $S/D = 1,4$; $1,6$; dan $1,8$ untuk gambar 2.31 dan $2,0$; $2,2$ untuk gambar 2.32 Pemasangan *circular cylinder* pada $S/D \leq 1,8$ menunjukkan hasil nilai torsi statis yang lebih tinggi dibandingkan turbin konvensional terutama pada nilai $S/D = 1,4$ dan $1,6$. Penyebabnya adalah penurunan dari tekanan *drag* pada *returning blade* akibat adanya *circular cylinder*. Namun, apabila pemasangan *circular cylinder* relatif jauh dari *returning blade* turbin yaitu pada $S/D > 1,8$, maka nilai torsi statis yang dihasilkan cenderung sama dengan turbin Savonius konvensional.

Nilai torsi statis pada turbin dengan pemasangan *circular cylinder* pada $S/D = 1,4$ dan $1,6$ akan selalu menghasilkan nilai positif pada semua sudut sudu. Hal ini dapat meningkatkan kemampuan *self-starting* dari turbin. Karena pada turbin konvensional, turbin menghasilkan torsi negatif pada nilai sudut turbin antara 130° dan 160° dan adanya nilai torsi negatif ini menunjukkan bahwa pada sudut sudu turbin tersebut, turbin tidak memiliki kemampuan untuk *self-starting*. Akan tetapi pemasangan *circular cylinder* pada jarak yang terlalu jauh dari *returning blade* yaitu pada $S/D > 1,8$, mengakibatkan keberadaan *circular cylinder* tidak akan mempengaruhi kemampuan *self-starting* dari turbin. Sehingga diketahui bahwa pemasangan *circular cylinder* pada $S/D > 1,8$ kurang efektif untuk meningkatkan performa turbin

BAB 3 METODOLOGI

3.1 Variasi dan Domain Simulasi

3.1.1 Variasi

Penelitian ini dilakukan dengan menggunakan metode komputasi numerik menggunakan ANSYS FLUENT 21 R2 dan memiliki tiga tahapan, yaitu tahap *pre-processing*, tahap *processing*, dan tahap *post-processing*. Penelitian dilakukan di Laboratorium Mekanika dan Mesin-Mesin Fluida Departemen Teknik Mesin FTIRS, Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Model yang digunakan pada penelitian ini berupa geometri dua dimensi dari turbin Savonius dengan penambahan *circular cylinder* dengan dua konfigurasi penempatan di dekat *returning blade* dan di dekat *advancing blade*. Parameter dan juga variasi untuk penelitian ini dapat dilihat pada tabel 3.1 berikut.

Tabel 3.1 Variasi Penelitian

Parameter	Nilai
Jenis turbin	Turbin angin <i>Savonius</i> dengan parameter tetap $d/D = 0,5$, turbin angin <i>Savonius</i> dengan konfigurasi A dengan $Y/D = 1,61$ dan $Y/D = 1,71$, turbin angin <i>Savonius</i> dengan konfigurasi B dengan $Y/D = 1,61$ $S/D = 1,61$ dan $Y/D = 1,71$ $S/D = 1,71$
Kecepatan angin	4 m/s
Metode	2 Dimensi
Solver type	Pressure Based
Model viscous	Realizable k-epsilon
Pressure-velocity coupling scheme	Coupled
Gradient	Least square cell based
Pressure	Second order upwind
Momentum	Second order upwind
Turbulent kinetic energy	Second order upwind
Laminar kinetic energy	Second order upwind
Specific dissipation rate	Second order upwind
Kriteria konvergensi	10^{-5}

3.1.2 Domain Simulasi

Pada penelitian ini terdapat dua domain, yaitu *stationary* domain dan *rotating* domain. Turbin diteliti dalam kondisi berputar, rotor domain merupakan domain yang

dilewati fluida dan domain ini bergerak dan ditunjukkan dengan bentuk lingkaran yang mengelilingi geometri turbin Savonius. Sedangkan *stationary* domain merupakan domain yang dilewati fluida dan domain ini tidak bergerak. Bentuk dari *stationary* domain adalah persegi panjang dan mengelilingi *rotating* domain.

3.2 Tahap Pre-Processing

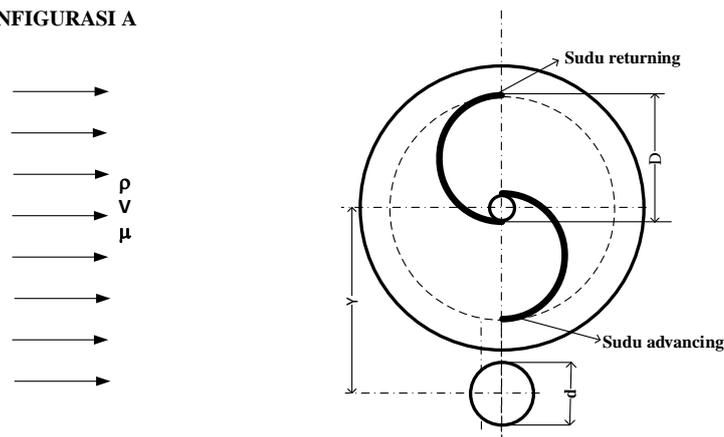
3.2.1 Pembuatan Geometri

Tahap *pre-processing* merupakan tahap dilakukan proses pembuatan model dari turbin angin Savonius yang akan dilakukan analisa numerik. Pembuatan dari geometri meliputi model turbin Savonius, *circular cylinder*, dan pembuatan domain di sekitar dari model turbin. Gambar model geometri turbin angin Savonius dengan dua konfigurasi ditunjukkan pada gambar 3.1 dan 3.2. Detail ukuran geometri yang digunakan pada penelitian ini ditunjukkan pada tabel 3.2 berikut ini

Tabel 3.2 Ukuran Geometri Turbin

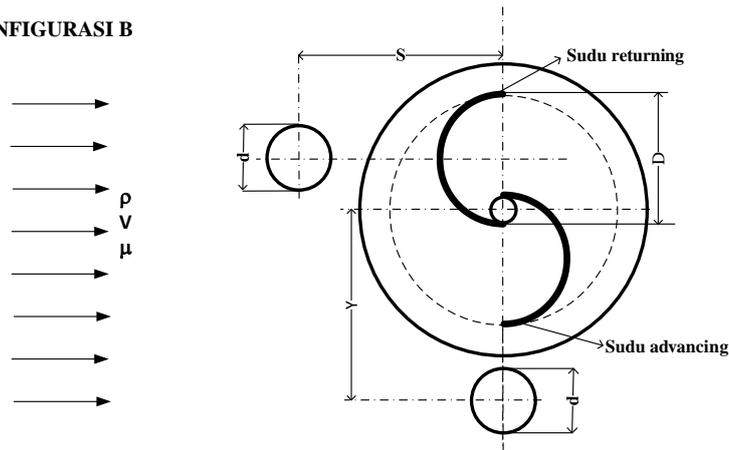
Konfigurasi	Diameter Turbin (mm)	Diameter Blade Turbin (mm)	Diameter Poros (mm)	Rasio Diameter Silinder (d/D)	Rasio jarak Silinder dari pusat poros (Y/D)	Rasio jarak Silinder dari pusat poros (S/D)	Jarak Vertikal Silinder Y (mm)	Jarak Horizontal Silinder S (mm)
A	311,4	165,2	19	0,5	1,61	-	266	-
A	311,4	165,2	19	0,5	1,71	-	282	-
B	311,4	165,2	19	0,5	1,61	1,61	266	266
B	311,4	165,2	19	0,5	1,71	1,71	282	282

KONFIGURASI A



Gambar 3.1 Geometri turbin angin Savonius dengan konfigurasi A ($Y/D = 1,61$ dan $1,71$)

KONFIGURASI B

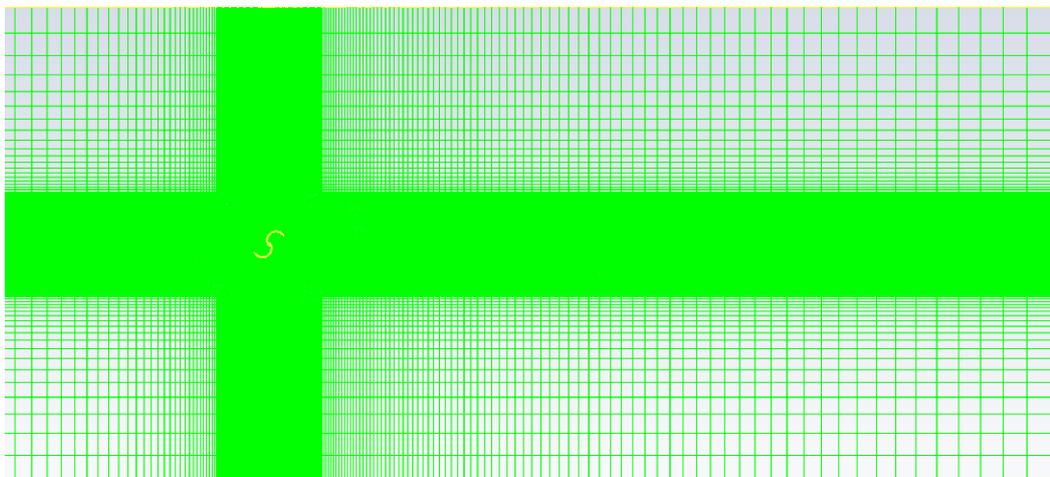


Gambar 3.2 Geometri turbin angin Savonius dengan konfigurasi B ($Y/D = 1,61$ dan $1,71$), ($S/D = 1,61$ dan $1,71$)

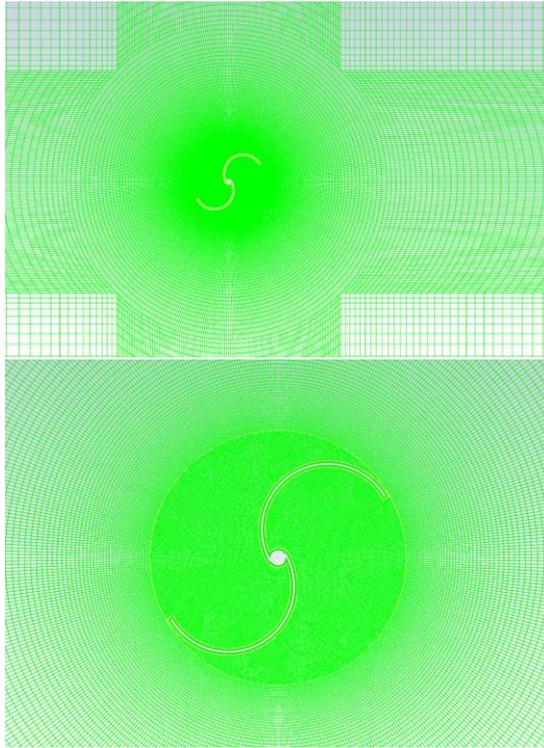
3.2.2 Meshing

Meshing merupakan pembagian daerah pada model benda uji menjadi elemen yang lebih kecil. Elemen tersebut terdiri atas nodal yang dibuat pada model benda uji sebagai batas struktur dan berisi persamaan yang nantinya akan diselesaikan secara numerik.

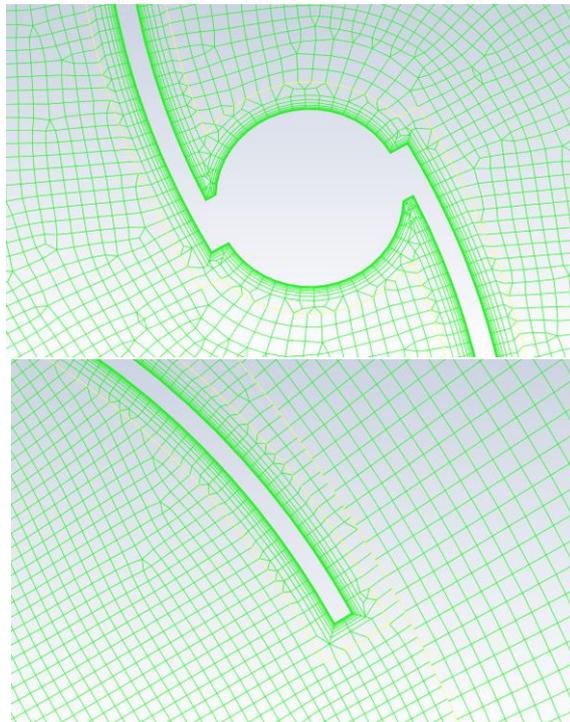
Proses *meshing* dilakukan menggunakan *software* ICEM CFD 2021 R2. Proses *meshing* dimulai dengan melakukan *meshing* pada garis kemudian face lalu volume. Struktur mesh dibuat lebih rapat di dekat dinding sudu turbin. *Meshing* yang rapat akan membuat hasil yang didapat lebih akurat namun membutuhkan waktu lebih lama untuk menyelesaikan kalkulasi numerik. Sedangkan *meshing* yang renggang akan menyebabkan hasil yang didapat kurang akurat. *Meshing* harus memenuhi *skewness*, *aspect ratio*, dan *orthogonal quality* yang baik untuk dapat menghasilkan hasil kalkulasi yang akurat. Hasil *meshing* bisa dilihat pada gambar 3.3 dan 3.4 di bawah ini.



Gambar 3.3 Meshing benda uji turbin angin Savonius menggunakan *software* ICEM CFD 2021 R2

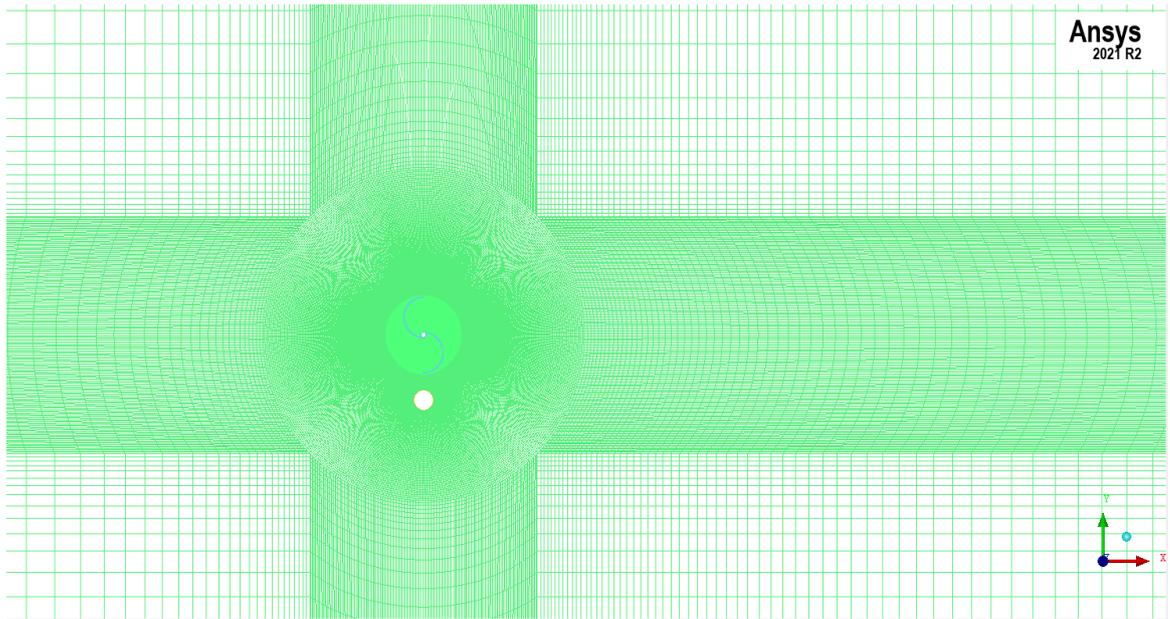


(a)



(b)

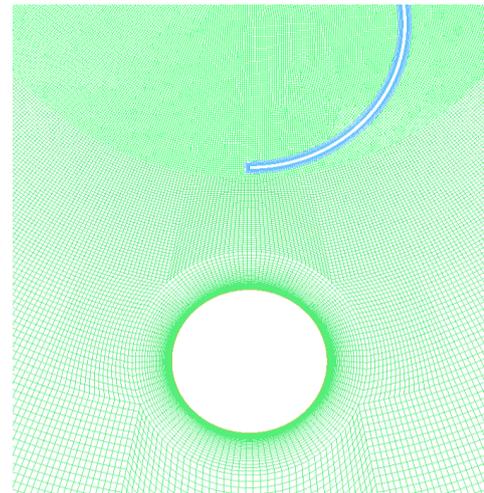
Gambar 3.4 Perbesaran *meshing* turbin angin Savonius menggunakan *software* ICEM CFD 2021 R2 (a) Perbesaran *meshing* benda uji di *rotary* domain (b) Perbesaran *meshing* benda uji di dekat sudut



(a)

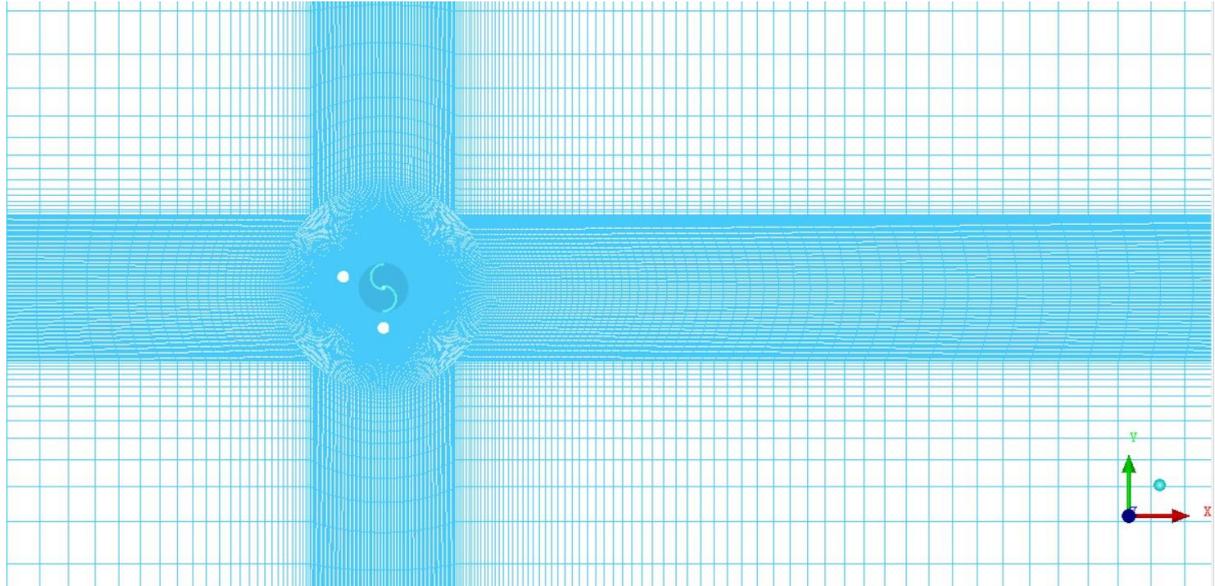


(b)

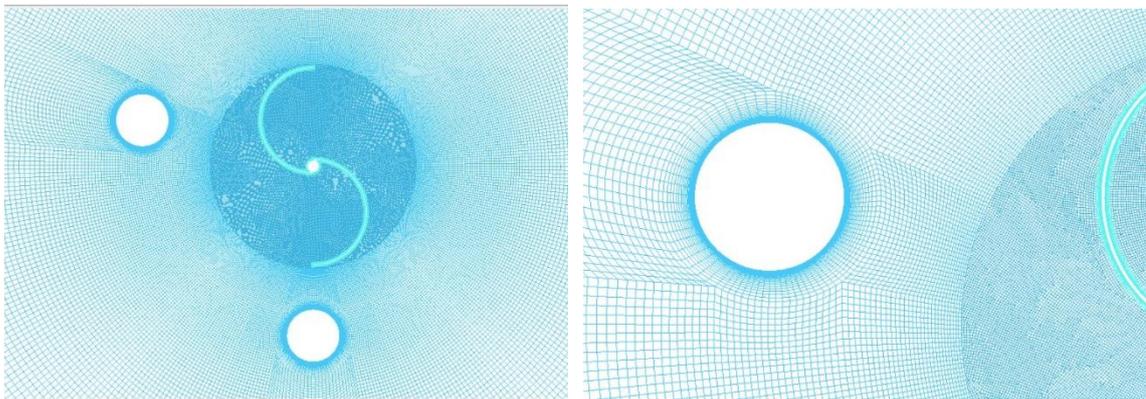


(c)

Gambar 3.5 Perbesaran *Meshing* Turbin Angin Savonius dengan Variasi Konfigurasi Pertama
(a) keseluruhan *meshing* (b) di sekitar rotor (c) di dekat silinder



(a)



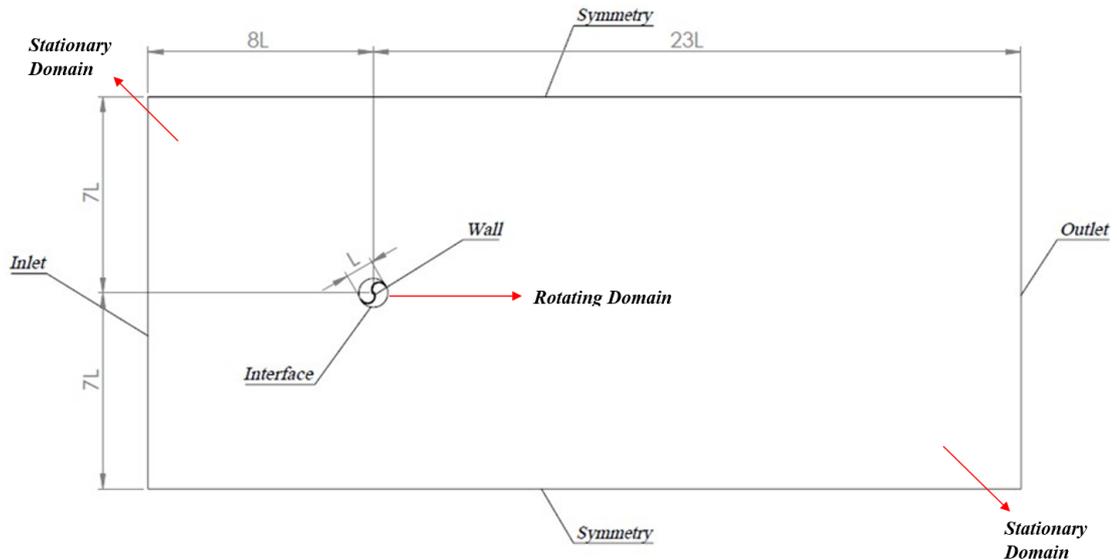
(b)

(c)

Gambar 3.6 Perbesaran *Meshing* Turbin Angin Savonius dengan Variasi Konfigurasi Kedua
(a) keseluruhan *meshing* (b) di sekitar rotor (c) di dekat silinder

3.2.3 *Boundary Condition*

Boundary Condition merupakan penentuan parameter batas-batas yang terjadi pada aliran yang melewati benda uji. Batasan-batasan yang ditetapkan dalam penelitian ini adalah *inlet*, *outlet*, *symmetry*, *wall*, dan *interface*. *Boundary condition* yang digunakan untuk *inlet* menggunakan *velocity inlet*, untuk *outlet* menggunakan *pressure outlet*, pada bagian turbin Savonius termasuk *advancing blade*, *returning blade*, poros *blade*, dan ujung *blade* adalah *wall*, pada bagian simetri menggunakan *symmetry*, dan pada *interface* sisi *blade*, *interface* sisi rotasi dan *interface* sisi statis menggunakan *interface*. Pada *velocity inlet* kecepatan diatur pada 4 m/s. Nilai *turbulent intensity* yang digunakan sebesar 1% dan *turbulent length scale* sebesar 0.03 mm. (Syarifah, 2022). *Boundary condition* pada penelitian ini ditunjukkan pada gambar 3.5



Gambar 3.7 *Boundary Condition* Penelitian

3.3 Solver

Pada tahap ini hasil dari proses *meshing* yang telah di *export* kemudian dilakukan pemrosesan pada *software* ANSYS Fluent 2021 R2 untuk selanjutnya dilakukan *solver*. Tahapan *solver* adalah sebagai berikut:

3.3.1 General

Pada tahap ini menggunakan pilihan *solver* yaitu *Pressure Based* dan *Transient* pada pilihan *time* karena simulasi yang digunakan adalah *transient*.

3.3.2 Models

Pada tahap ini dilakukan pemodelan karakteristik dari aliran fluida yaitu pemilihan *turbulence model* yang akan digunakan. *Turbulence model* yang digunakan adalah *k-ε realizable* dengan *enhanced wall treatment*. Model ini dipilih untuk mendapatkan hasil yang akurat. (Sakti et al., 2019)

3.3.3 Material

Penelitian ini menggunakan udara sebagai fluida kerja pada simulasi ini dengan densitas (ρ) sebesar $1,17 \text{ kg/m}^3$ dan viskositas (μ) sebesar $1,86 \times 10^{-5} \text{ N.s/m}^2$ (Dewi, 2021)

3.3.4 Cell Zone Condition

Pada tahapan ini diatur mengenai pemilihan bagian mana yang merupakan *rotating zone* dan *stationary zone*. Untuk *rotating zone* diatur untuk berputar menggunakan metode *mesh motion* dengan variasi kecepatan sudut yang disesuaikan dengan nilai TSR yaitu sebesar 0,4; 0,6; 0,8; 1,0; 1,2.

3.3.5 Boundary Condition

Pada tahap ini akan ditentukan kecepatan aliran pada inlet dengan mengatur *velocity magnitude* yaitu sebesar 4 m/s. Kemudian pada bagian *turbulence specification method* menggunakan *turbulence intensity and length scale* dengan *turbulence intensity* nilainya sebesar 1% dan *length scale* nilainya sebesar 0.03 m. (Syarifah, 2022). Pergerakan dari sudu turbin kemudian diatur pada bagian *wall* dengan memilih pengaturan *moving wall* dengan *motion rotational*.

3.3.6 Solution

Pada tahapan ini akan ditentukan ketelitian perhitungan yang dilakukan. Simulasi kali ini menggunakan metode *coupled* dan menggunakan solusi *second order* untuk parameter *pressure, momentum, turbulent kinetic energy, dan turbulent dissipation rate*.

3.3.7 Residual

Residual merupakan penentuan nilai *error* yang diinginkan hingga proses iterasi mencapai kriteria konvergen. Nilai yang ditetapkan adalah 1×10^{-5} untuk semua parameter sehingga ketika nilai error mencapai 1×10^{-5} proses iterasi baru akan berhenti.

3.3.8 Initialize

Pada tahapan ini merupakan penentuan titik acuan sebagai tahap awal untuk perhitungan iterasi. Nilai *initialize* dihitung dari *velocity inlet*. Proses ini merupakan perhitungan awal untuk bisa mendapatkan hasil yang konvergen. Dalam *initialize* menggunakan *hybrid initialization*.

3.3.9 Run Calculation

Pada tahapan ini dilakukan pengaturan proses kalkulasi dengan pengaturan parameter *time step size* menyesuaikan dengan besarnya TSR yang ditentukan, *number of time step* sebesar 3600 *times step* yang menggambarkan 10 putaran *blade* tersebut, dan untuk *max iteration/time step* sebesar 70 iterasi.

3.4 Tahap Processing

Processing merupakan tahapan kalkulasi melalui metode iterasi untuk menyelesaikan masalah. Pada tahap ini dilakukan perhitungan parameter-parameter yang telah ditetapkan dengan jumlah iterasi yang telah ditentukan hingga mencapai kriteria konvergensi sebesar 10^{-5} . Parameter ditentukan pada solver dan seperti yang terlihat pada tabel 3.3 dengan nilai-nilai parameter *time step size* menyesuaikan dengan besarnya TSR yang ditentukan seperti pada Tabel 3.4. Proses tersebut dapat dilanjutkan ke tahap *post processing* apabila kriteria konvergensi yang diinginkan sudah tercapai. Apabila kriteria konvergensi belum tercapai, maka harus kembali ke tahap pembuatan *meshing*.

Tabel 3.3 Tabel kecepatan sudut dengan nilai *tip speed ratio* dan nilai *time speed size*

TSR (Tip Speed Ratio)	Kecepatan (m/s)	rad/s	TSS (Time Step Size) per 1 derajat
0.4	4	10,2894	0,001696242054
0,6		15,4341	0,001130828036
0,8		20,5788	0,0008481210269
1,0		25,7235	0,0006784968215
1.2		30,8682	0,0005654140179

Tabel 3.4 Parameter yang digunakan pada Tahap *Processing* saat Simulasi

Parameter	Konfigurasi A dengan Y/D = 1,61 dan Y/D = 1,71	Konfigurasi B dengan Y/D = 1,61 S/D = 1,61 dan Y/D = 1,71 S/D = 1,71
Cell Zone Condition (Domain Rotasi)	Mesh Motion	
Turbulent Intensity	1 %	
Turbulent Length Scale	0.03 m	
Posisi Rotor	1°	
Number of Time Step	3600	
Max Iteration per Time Step	70	

3.5 Tahap *Post-Processing*

Data yang diperoleh pada tahap sebelumnya kemudian di analisa. Data-data tersebut berupa kontur kecepatan dan tekanan, *coefficient of moment* pada sudu *advancing* dan *returning* sebagai fungsi θ (posisi rotor) dan fungsi *Tip Speed Ratio* (TSR). Setelah itu menganalisa *coefficient of power* sebagai fungsi *Tip Speed Ratio* (TSR). Serta menganalisa distribusi tekanan (C_p) sebagai fungsi (x/s)

3.5.1 Perhitungan Bilangan Reynolds

Bilangan Reynold merupakan bilangan tak berdimensi yang dapat diperoleh dari perhitungan menggunakan rumus

$$Re_L = \frac{\rho \cdot V \cdot L}{\mu}$$

Dimana:

ρ : massa jenis udara (1,17 kg/m³)

V : kecepatan udara (m/s)

L : diameter turbin (m)

μ : viskositas udara (1,86 x 10⁻⁵ kg.m/s)

Bilangan Reynolds yang digunakan dalam simulasi turbin angin savonius dengan penambahan silinder pengganggu dengan kecepatan aliran 4 m/s adalah sebesar 78352.

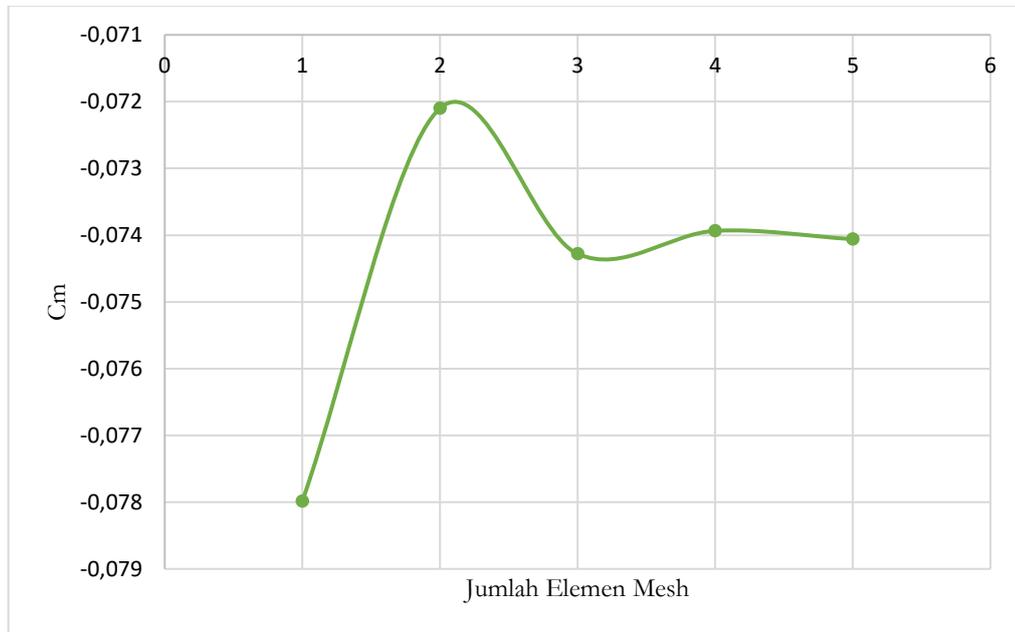
3.6 *Grid Independency Test*

Grid independency test adalah proses yang dilakukan untuk menentukan jumlah mesh dan menentukan untuk menentukan *grid* paling optimal agar diperoleh hasil yang akurat dengan salah satu konfigurasi sebagai acuannya. *Grid independency test* dilakukan dengan cara membuat beberapa *meshing* dengan jumlah *cell* yang berbeda, mulai dari *cell* yang

renggang hingga rapat kemudian diambil salah satu konfigurasi dari beberapa *meshing* tersebut sebagai konfigurasi acuan. Data hasil simulasi dibandingkan dengan konfigurasi acuan sehingga diperoleh hasil yang dinyatakan dalam persentase error. *Grid* dengan presentasi error dibawah 4% adalah *grid* yang sudah sesuai dan dapat digunakan untuk konfigurasi acuan. Hasil *grid independency test* pada turbin angin Savonius tipe konvensional ditunjukkan pada tabel 3.5 dibawah ini.

Tabel 3.5 *Grid independency test* pada turbin angin Savonius

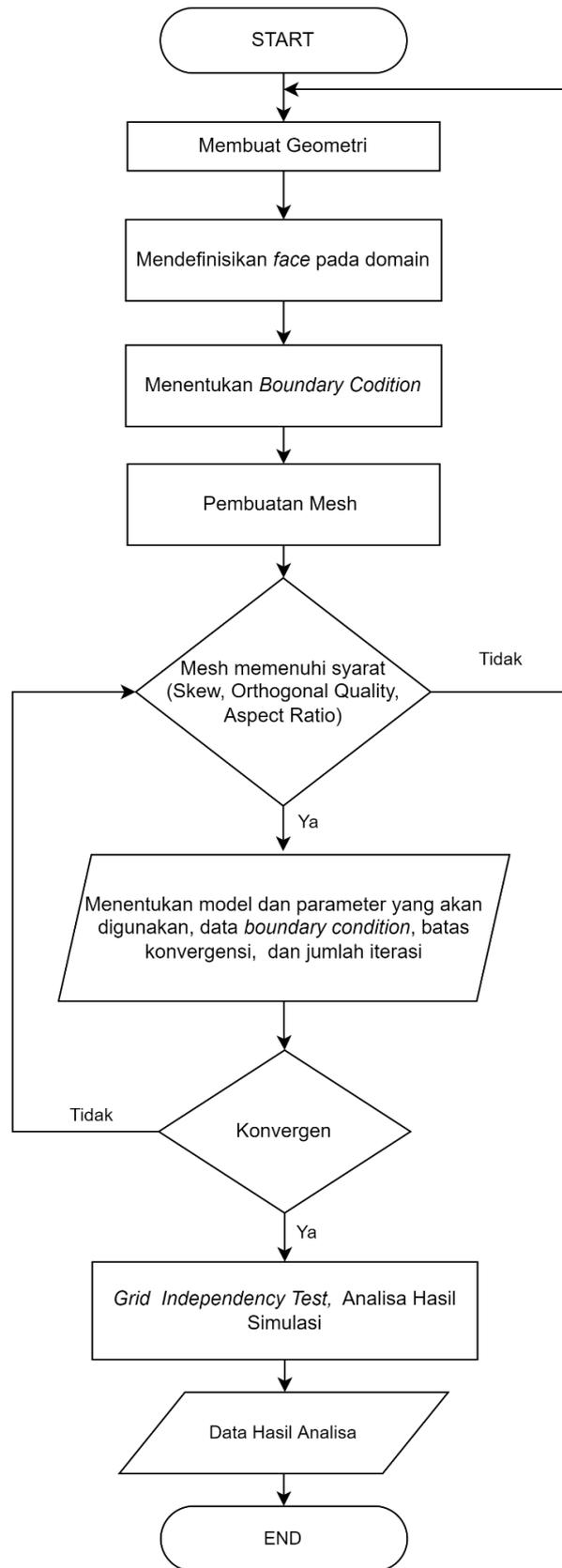
No	Jumlah Elemen Mesh	Y+ max	Cm Minimum	Error
1	46558	0,770426	-0,077985751	
2	90110	0,7723125	-0,072100453	8,16
3	110206	0,767575	-0,074279658	2,93
4	141317	0,7676208	-0,073935792	0,47
5	191227	0,7673419	-0,074060025	0,17



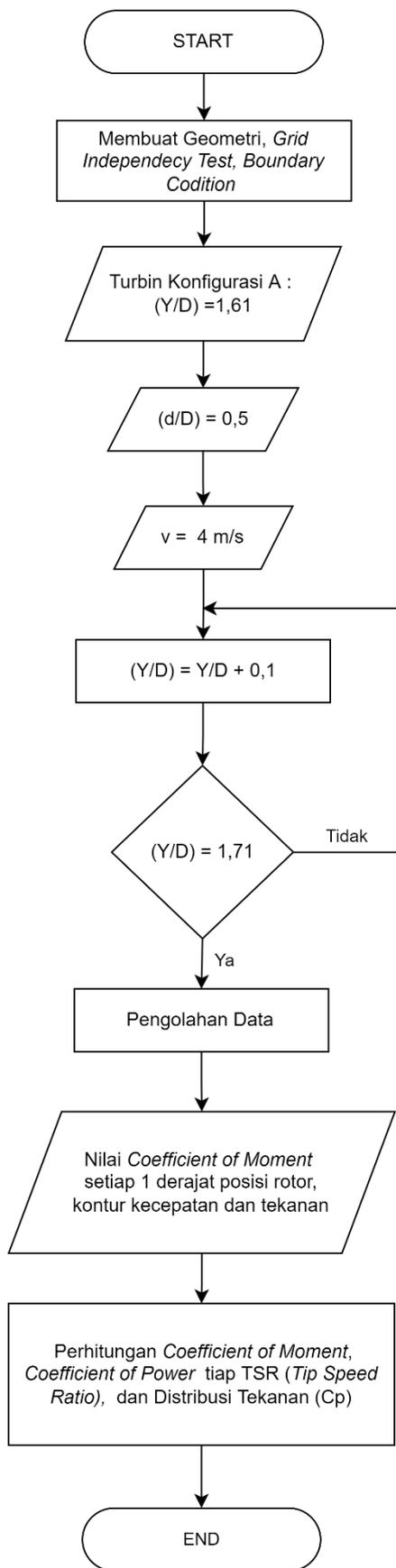
Gambar 3.8 Grafik perbandingan nilai Cm minimum

Berdasarkan tabel 3.5 dan gambar 3.6 bahwa dari kelima variasi *meshing*, didapatkan bahwa pada jumlah *mesh* >110206 range nilai coefficient *moment* relatif sudah tidak berubah dari *mesh* ke empat dan ke lima, sehingga pada turbin Savonius menggunakan jumlah *mesh* sebanyak 110206 dengan alasan lebih ekonomis dan lebih cepat pada proses *running calculation*. Selain itu, untuk menghemat pengeluaran listrik karena semakin banyak jumlah *mesh* akan memakan waktu yang lebih lama.

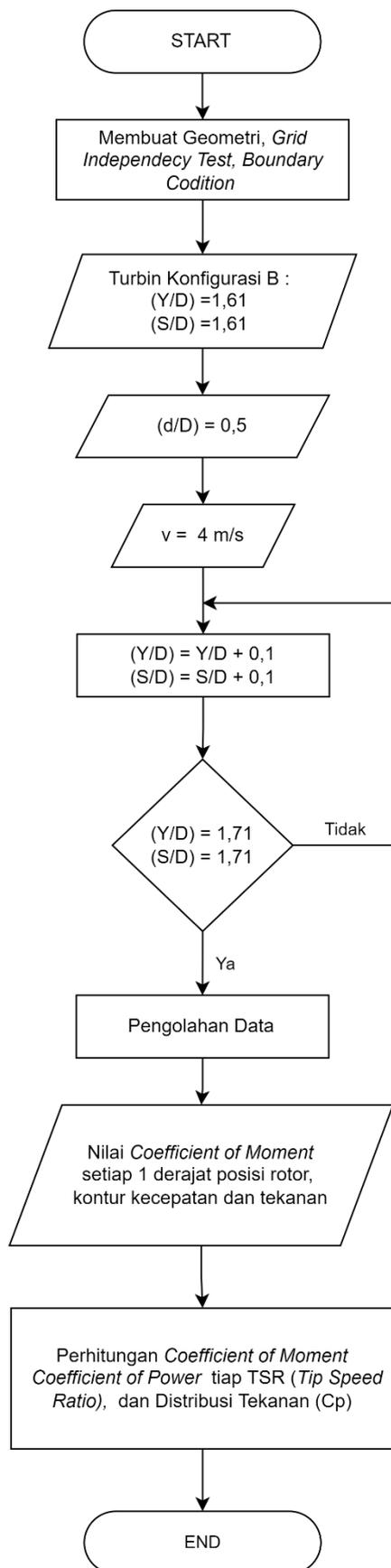
3.7 Diagram Alur Penelitian



Gambar 3.9 Flowchart Simulasi



Gambar 3.10 Flowchart Perhitungan Konfigurasi A



Gambar 3.11 Flowchart Perhitungan Konfigurasi B

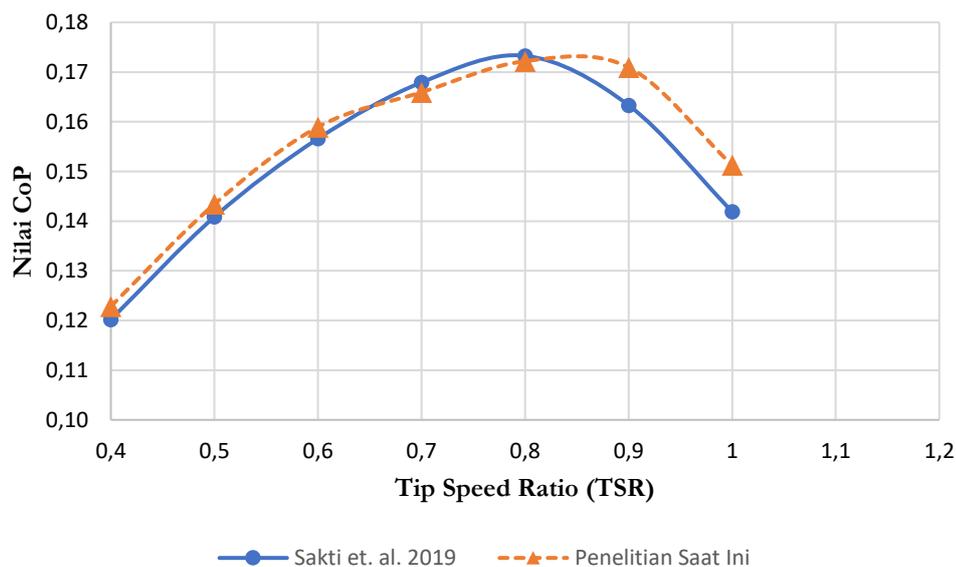
BAB 4

ANALISIS DAN DISKUSI

Bab ini berisi hasil analisis dan diskusi hasil studi numerik untuk beberapa variasi yang dijabarkan pada table 3.2. Hasil dari penelitian ditunjukkan pada bab ini berupa data hasil kualitatif dan data hasil kuantitatif. Hasil kuantitatif yang ditampilkan berupa nilai dari *Coefficient of Power (CoP)* terhadap *tip speed ratio*, nilai dari *Coefficient of Moment (Cm)* terhadap *tip speed ratio*, nilai dari *coefficient of moment* terhadap sudut putaran turbin, dan distribusi tekanan pada sudu turbin. Hasil dari kualitatif yang dihasilkan berupa visualisasi dari kontur kecepatan aliran dari turbin dan kontur tekanan dari turbin.

4.1 Hasil Validasi

Penelitian dengan metode studi numerik untuk mendapatkan hasil yang sesuai atau akurat perlu untuk dilakukan validasi dengan penelitian yang sudah pernah dilakukan atau validasi dari hasil dengan penelitian sebelumnya. Penelitian yang menjadi acuan pada penelitian ini adalah penelitian yang dilakukan oleh Sakti et al., (2019). Penelitian dari Sakti et al., (2019) dilakukan pada turbin dengan kecepatan 5 m/s. Simulasi dilakukan pada nilai *tip speed ratio* sebesar 0,4; 0,5; 0,6; 0,7; 0,8; 0,9; 1,0. Validasi dilakukan dengan melakukan komparasi dari output putaran turbin dengan penelitian sebelumnya dengan pembandingan berupa *output* nilai *Coefficient of Power (CoP)*.



Gambar 4.1 Grafik perbandingan nilai *Coefficient of Power* dari hasil penelitian Sakti et. al (2019) dan dengan penelitian saat ini terhadap setiap TSR

Gambar 4.1 menunjukkan perbandingan hasil penelitian yang dilakukan pada kedua penelitian memiliki tren yang sama. Nilai *Coefficient of Power (CoP)* terbesar terdapat pada TSR 0,8 sebesar 0,1732 pada penelitian sebelumnya dan 0,1721 pada penelitian saat ini. Perbedaan yang terjadi pada hasil penelitian yang dilakukan oleh Sakti et al., (2019) dan penelitian saat ini dapat terjadi karena beberapa faktor salah satunya mengenai bentuk geometri yang digunakan. Pada penelitian yang dilakukan oleh Sakti et al., (2019) geomtri pada sambungan poros dan *blade* dibuat lebih *smooth* mengikuti bentuk poros. Sedangkan pada penelitian saat ini geometri dari sambungan poros dan *blade* dibuat sesuai dengan bentuk

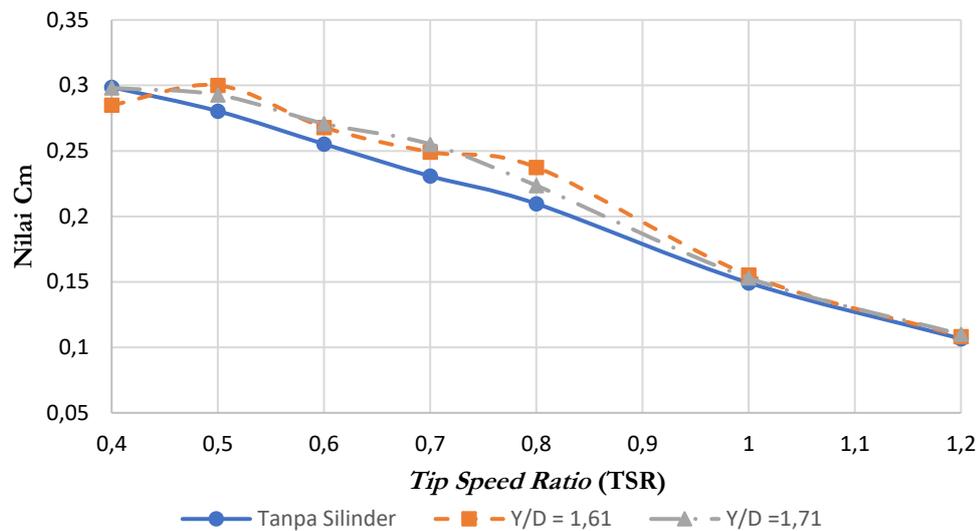
asli pada studi eksperimen turbin angin Savonius. Selain itu perbedaan parameter yang digunakan pada simulasi dapat menjadi faktor lain menyebabkan perbedaan hasil. Akan tetapi hasil dari penelitian Sakti et al., (2019) dan penelitian saat ini sudah memiliki tren yang sama.

4.2 Hasil Simulasi

Hasil simulasi yang didapatkan yaitu hasil kuantitatif berupa nilai *coefficient of moment*, *coefficient of power*, dan distribusi tekanan dari turbin. Kemudian hasil kualitatif berupa kontur kecepatan aliran dan kontur koefisien tekanan. Data yang ditampilkan dari variasi konfigurasi turbin angin Savonius dengan penambahan silinder di samping sudu *advancing* dengan variasi jarak $Y/D = 1,61$ dan $1,71$; turbin angin Savonius dengan penambahan silinder di samping sudu *advancing* dan di depan sudu *returning* dengan variasi jarak $Y/D = 1,61$; $S/D = 1,61$ dan $Y/D = 1,71$; dan $S/D = 1,71$ pada kecepatan 4 m/s.

4.2.1 Analisa Nilai *Coefficient of Moment (Cm)* pada Turbin Savonius

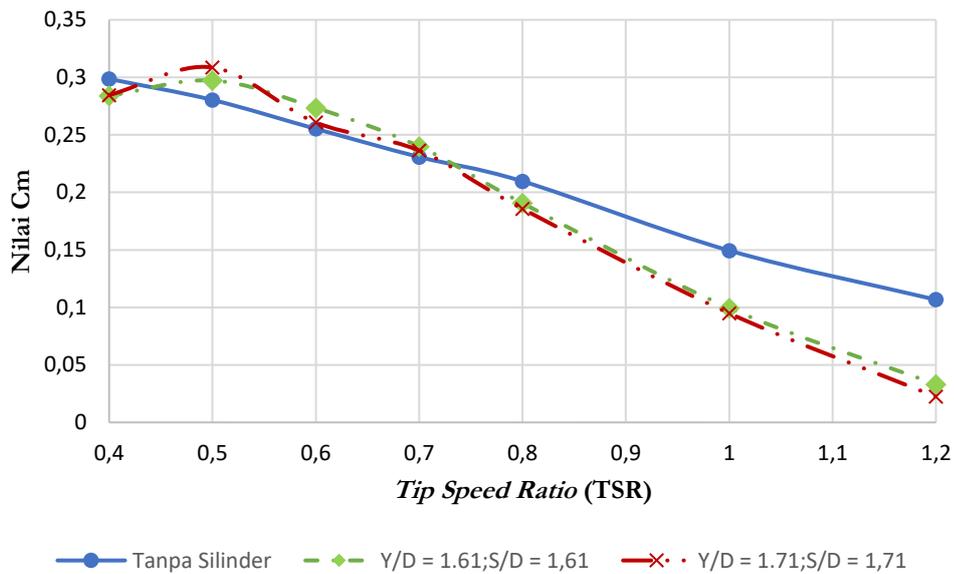
Subab ini akan membahas mengenai nilai *Coefficient of Moment (Cm)* yang dihasilkan oleh turbin angin Savonius dengan berbagai konfigurasi. Melalui analisa nilai *coefficient of moment* ini dapat diketahui apakah dengan penambahan silinder pengganggu di samping sudu *advancing* dengan variasi jarak $Y/D = 1,61$ dan $1,71$ serta penambahan silinder konfigurasi penambahan silinder pengganggu di samping sudu *advancing* dan di depan sudu *returning* dengan variasi jarak $Y/D = 1,61$; $S/D = 1,71$ dan $Y/D = 1,71$; $S/D = 1,71$ dapat meningkatkan performa turbin angin Savonius



Gambar 4.2 Grafik perbandingan nilai *Coefficient of Moment (Cm)* terhadap *tip speed ratio* pada konfigurasi penambahan satu silinder di samping sudu *advancing*

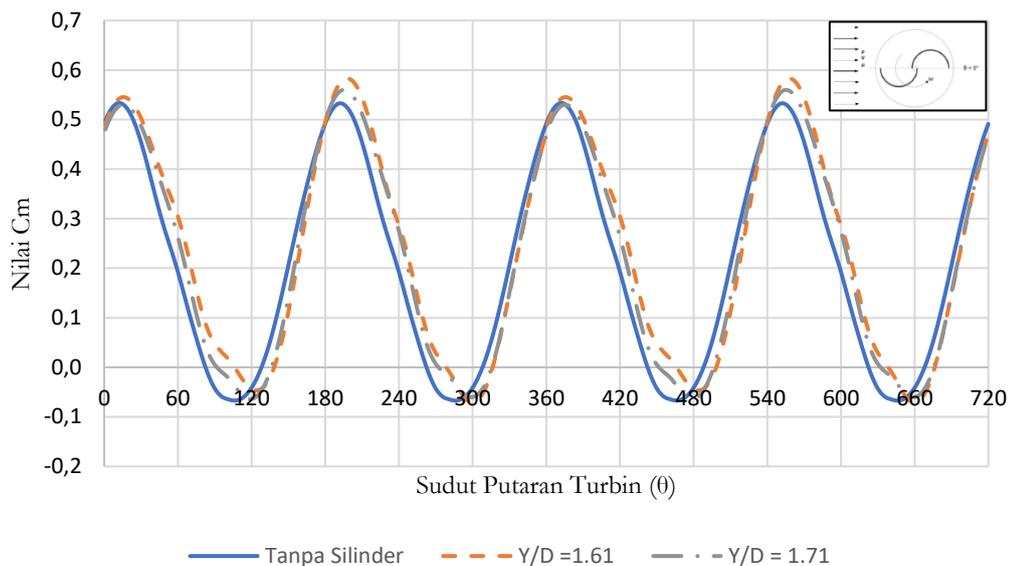
Gambar 4.2 menunjukkan grafik nilai *coefficient of moment* dari turbin angin Savonius terhadap nilai TSR dengan penambahan silinder pengganggu di samping sudu *advancing*. Berdasarkan grafik pada gambar 4.2 terlihat dengan penambahan silinder pengganggu di samping sudu *advancing* dengan rasio jarak penempatan $Y/D = 1,61$ mengalami kenaikan dimulai pada TSR 0,4. Kemudian setelah TSR 0,5 nilai Cm mengalami penurunan dan naik kembali pada nilai TSR diatas 0,6. Setelah TSR 0,8 nilai dari Cm mengalami penurunan kembali seiring dengan bertambahnya nilai TSR. Nilai dari *coefficient of moment* turbin angin Savonius mengalami peningkatan dibandingkan

pada turbin angin Savonius konvensional dengan peningkatan sebesar 13,3 % pada nilai optimum TSR 0,8. Penambahan silinder pengganggu di samping sudu *advancing* dengan variasi rasio jarak $Y/D = 1,71$ mengalami kenaikan dimulai dari TSR 0,5. Kemudian setelah TSR 0,7 nilai dari C_m mengalami penurunan seiring dengan bertambahnya nilai TSR. Nilai dari *coefficient of moment* turbin angin Savonius mengalami peningkatan dibandingkan pada turbin angin Savonius konvensional dengan peningkatan sebesar 5,85 % pada nilai optimum TSR 0,8. Penambahan silinder di samping sudu *advancing* dapat membantu meningkatkan performa dari turbin yang diakibatkan oleh adanya penyempitan daerah aliran udara seperti fenomena efek *nozzle* dan daerah *attached flow* kecepatannya meningkat dan membuat nilai *coefficient of moment* meningkat



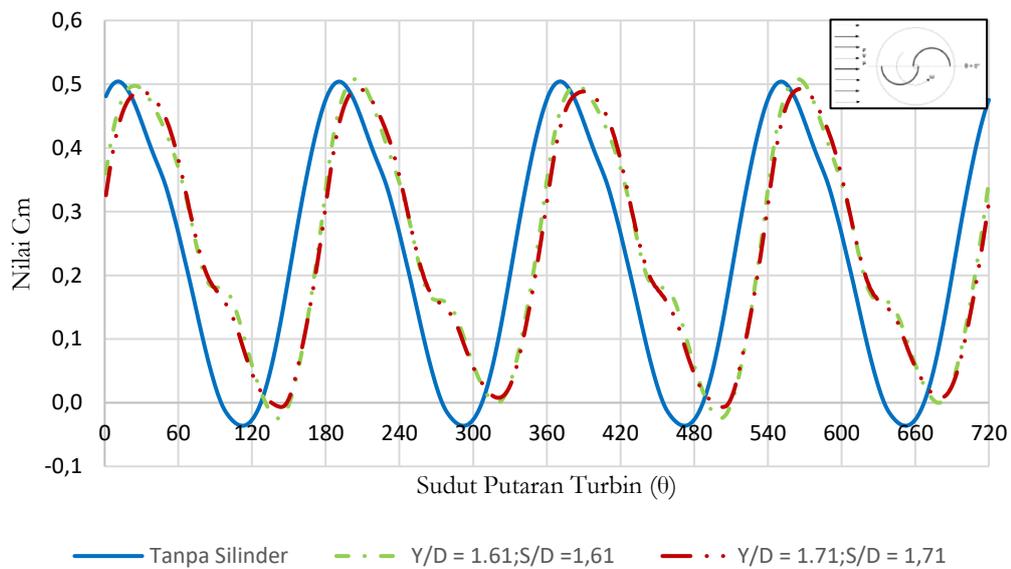
Gambar 4.3 Grafik perbandingan nilai *Coefficient of Moment* (C_m) terhadap *tip speed ratio* pada konfigurasi penambahan silinder di samping sudu *advancing* dan di depan sudu *returning*

Gambar 4.3 menunjukkan grafik nilai *coefficient of moment* dari turbin angin Savonius terhadap nilai TSR dengan penambahan silinder pengganggu di samping sudu *advancing* dan di depan sudu *returning*. Berdasarkan grafik pada gambar 4. terlihat dengan penambahan silinder pengganggu di samping sudu *advancing* dan di depan sudu *returning* dengan rasio jarak penempatan $Y/D = 1,61$; $S/D = 1,61$ mengalami kenaikan nilai C_m hingga TSR 0,5. Kemudian nilai C_m mengalami penurunan seiring meningkatnya nilai TSR. Dibandingkan dengan nilai C_m yang diperoleh turbin angin Savonius konvensional terdapat peningkatan terutama pada nilai TSR optimum dengan peningkatan sebesar 3,98 % pada TSR 0,7. Penambahan silinder pengganggu di samping sudu *advancing* dan di depan sudu *returning* dengan rasio jarak penempatan $Y/D = 1,7$; $S/D = 1,71$ membuat nilai C_m mengalami kenaikan nilai C_m hingga TSR 0,7. Nilai C_m mengalami penurunan seiring meningkatnya nilai TSR setelah TSR 0,7. Pada nilai TSR optimum dari turbin terdapat peningkatan nilai C_m dibandingkan dengan nilai C_m yang didapat oleh turbin angin Savonius konvensional dengan peningkatan sebesar 2,43% pada TSR 0,7.



Gambar 4.4 Grafik Perbandingan nilai *Coefficient of Moment (Cm)* terhadap sudut putar turbin pada TSR 0,8 konfigurasi penambahan Silinder di samping Sudu *advancing*

Analisa selanjutnya mengenai nilai *coefficient of moment* dari turbin angin Savonius tiap posisi sudut putar dari turbin pada satu putaran penuh turbin angin Savonius. Analisa dilakukan pada saat turbin berada pada TSR optimum dimana nilai *coefficient of moment* turbin angin pada titik maksimum. Gambar 4. Menunjukkan nilai *coefficient of moment* dari turbin angin Savonius dengan penambahan silinder pengganggu di samping sudu *advancing*. Analisa dilakukan pada TSR 0,8 yang merupakan TSR optimum dari turbin. Penambahan silinder pengganggu dengan variasi rasio jarak $Y/D = 1,61$ memiliki nilai C_m maksimum pada saat posisi turbin 15° dengan nilai sebesar 0,58 dan nilai minimum terdapat pada posisi turbin 125° dengan nilai sebesar -0,046. Nilai C_m bernilai negatif pada saat sudut putar turbin berada antara 110° hingga 135° dan berada pada saat sudut putar turbin antara 286° hingga 317° . Sedangkan pada turbin angin Savonius dengan penambahan silinder pengganggu di samping sudu *advancing* pada variasi jarak $Y/D = 1,71$ nilai dari C_m mencapai maksimum pada saat sudut putar turbin berada di 15° dengan nilai sebesar 0,5598 dan nilai minimum dari C_m terdapat pada saat sudut sudu turbin di 120° . Nilai C_m bernilai negatif pada saat sudut putar turbin berada antara 92° hingga 136° dan berada pada saat sudut putar turbin antara 273° hingga 315° . Nilai C_m terlihat meningkat saat turbin diberikan penambahan silinder di samping sudu *advancing* dengan variasi jarak Y/D 1,61 dan 1,71 dibandingkan dengan turbin angin Savonius konvensional. Nilai dari C_m mencapai nilai maksimum didapatkan pada saat posisi turbin hampir searah dengan aliran udara yang mengalir sehingga aliran udara akan langsung mengenai turbin dan diterima oleh blade. Nilai minimum didapatkan pada saat posisi sudut putar turbin hampir tegak lurus terhadap aliran udara. Berdasarkan grafik terlihat bahwa dengan penambahan silinder di samping sudu *advancing* mampu menaikkan nilai dari C_m maksimum dan mampu menaikkan nilai C_m minimum.



Gambar 4.5 Grafik perbandingan nilai *Coefficient of Moment* (C_m) terhadap sudut putar turbin pada TSR 0,7 konfigurasi penambahan silinder di samping sudu *advancing* dan di depan sudu *returning*

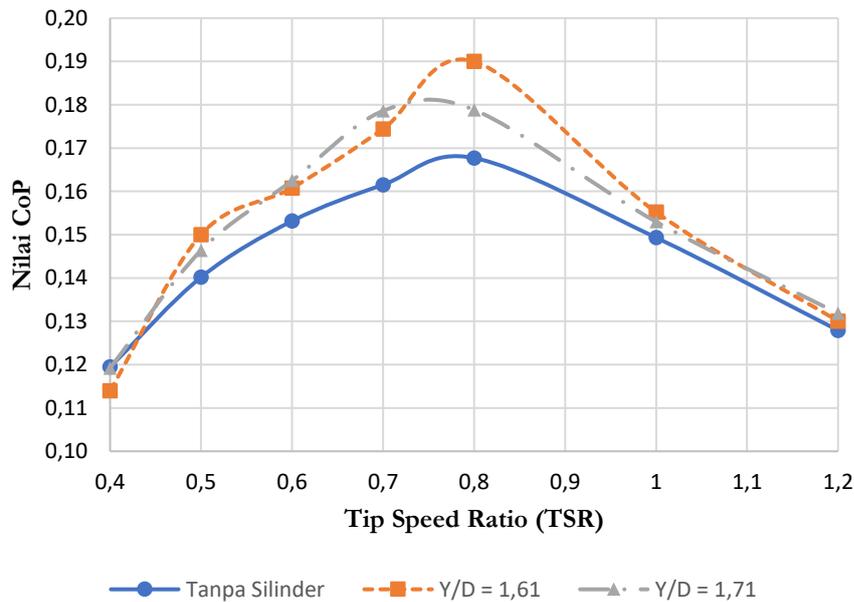
Gambar 4.5 menunjukkan nilai *coefficient of moment* dari turbin angin Savonius dengan konfigurasi penambahan silinder pengganggu di samping sudu *advancing* dan di depan sudu *returning* pada TSR 0,7 yang merupakan TSR optimum dari turbin. Penambahan silinder pengganggu dengan variasi rasio jarak $Y/D = 1,61$; $S/D = 1,61$ memiliki nilai C_m maksimum pada saat posisi turbin 30° dengan nilai sebesar 0,51 dan nilai minimum terdapat pada posisi turbin 135° dengan nilai sebesar -0,13423. Nilai C_m bernilai negatif pada saat sudut putar turbin berada antara 100° hingga 153° dan berada pada saat sudut putar turbin antara 290° hingga 333° . Sedangkan pada turbin angin Savonius dengan penambahan silinder pengganggu di samping sudu *advancing* dan di depan sudu *returning* pada variasi jarak $Y/D = 1,71$; $S/D = 1,71$. Nilai dari C_m mencapai maksimum pada saat sudut putar turbin berada di 30° dengan nilai sebesar 0,46 dan nilai minimum dari C_m terdapat pada saat sudut sudu turbin di 135° . Nilai C_m bernilai negatif pada saat sudut putar turbin berada antara 101° hingga 151° dan berada pada saat sudut putar turbin antara 283° hingga 331° . Nilai dari C_m mencapai nilai maksimum didapatkan pada saat posisi turbin hampir searah dengan aliran udara yang mengalir sehingga aliran udara akan langsung mengenai turbin dan diterima oleh *blade*. Nilai minimum didapatkan pada saat posisi sudut putar turbin hampir tegak lurus terhadap aliran udara.

Dari perbandingan grafik nilai C_m terlihat adanya pergeseran dari titik maksimum turbin dengan penambahan silinder di samping sudu *advancing* dan di depan sudu *returning* dibandingkan pada turbin angin konvensional. Hal ini dapat terjadi karena berdasarkan kontur kecepatan 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 sudu *advancing*. Pada saat sudut 15° putaran turbin dengan penambahan silinder daerah *attached flow* yang terbentuk pada sisi sudu *advancing* belum terbentuk luas dibandingkan pada turbin angin Savonius konvensional pada posisi sudut putar yang sama.

Sehingga daerah dengan tekanan rendah di sisi sudu *advancing* tidak seluas yang ada pada turbin angin Savonius konvensional.

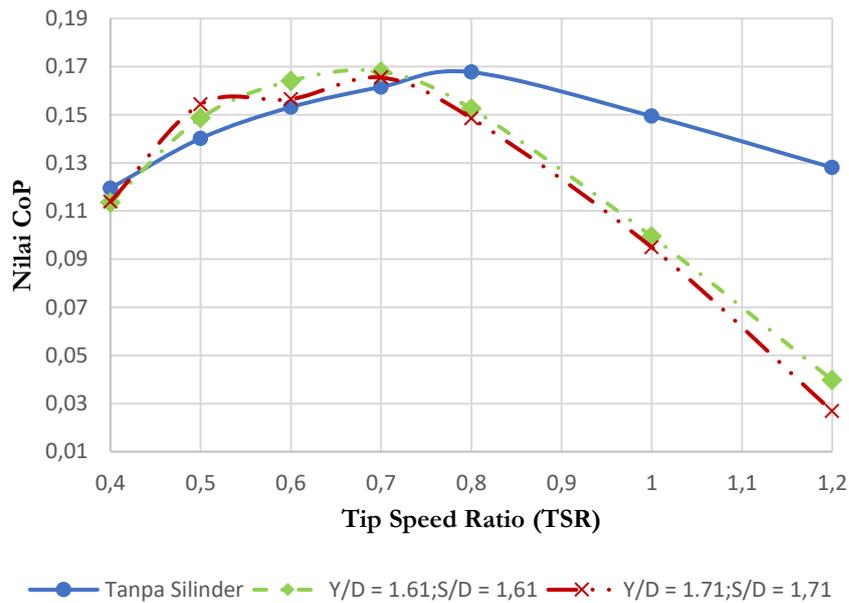
4.2.2 Analisa Nilai *Coefficient of Power (CoP)* pada Turbin Savonius

Subab ini akan membahas mengenai *Coefficient of Power (CoP)* yang dihasilkan oleh turbin angin Savonius dengan berbagai konfigurasi. Melalui analisa nilai *coefficient of power* ini dapat diketahui apakah apakah dengan penambahan silinder pengganggu di samping sudu *advancing* dengan variasi jarak $Y/D = 1,61$ dan $1,71$ serta penambahan silinder konfigurasi penambahan silinder pengganggu di samping sudu *advancing* dan di depan sudu *returning* dengan variasi jarak $Y/D = 1,61$; $S/D = 1,71$ dan $Y/D = 1,71$; $S/D = 1,71$ dapat meningkatkan performa turbin angin Savonius.



Gambar 4.6 Grafik perbandingan nilai *Coefficient of Power (CoP)* terhadap *tip speed ratio* pada konfigurasi penambahan satu silinder di samping sudu *advancing*

Gambar 4.6 Menunjukkan grafik perbandingan nilai CoP dari turbin angin Savonius dengan variasi konfigurasi penambahan satu silinder di samping sudu *advancing* terhadap fungsi TSR. Berdasarkan grafik tersebut dapat terlihat bahwa dengan penambahan silinder pengganggu di samping sudu *advancing* pada penempatan $Y/D = 1,61$ dan $Y/D = 1,71$ dapat menaikkan nilai CoP dari turbin angin Savonius dibandingkan dengan turbin angin konvensional. Penambahan silinder pengganggu pada $Y/D = 1,61$ membuat CoP meningkat dengan peningkatan dimulai pada TSR 0,5 dan mencapai peningkatan maksimum pada TSR 0,8 dengan nilai mencapai 0,19. Hal ini menunjukkan terjadi peningkatan sebesar 13,3 % terhadap turbin angin Savonius konvensional. Kemudian penambahan silinder pengganggu pada $Y/D = 1,71$ membuat CoP meningkat dengan peningkatan dimulai pada TSR 0,5 dan mencapai peningkatan maksimum pada TSR 0,8 dengan nilai mencapai 0,1788. Nilai ini mengalami peningkatan sebesar 5,85 % terhadap turbin angin Savonius konvensional.

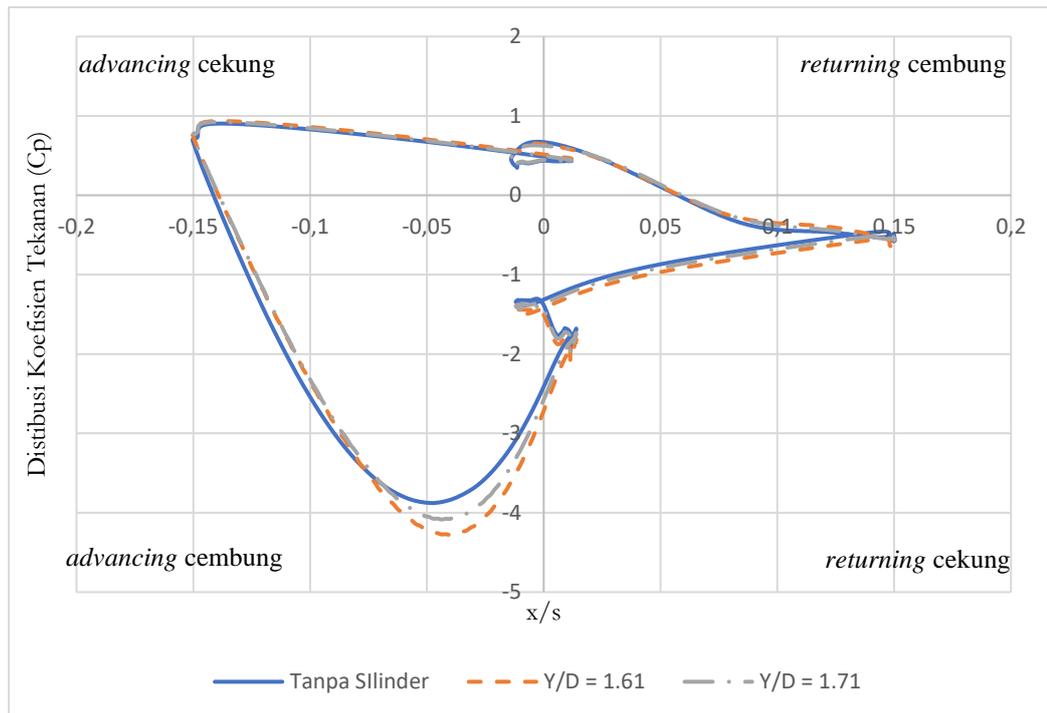


Gambar 4.7 Perbandingan Grafik nilai *Coefficient of Power (CoP)* terhadap *tip speed ratio* pada konfigurasi penambahan silinder di samping sudu *advancing* dan di depan sudu *returning*

Gambar 4.7 menunjukkan grafik perbandingan nilai CoP dari turbin angin Savonius dengan variasi konfigurasi penambahan silinder di samping sudu *advancing* dan di depan sudu *returning* terhadap fungsi TSR. Berdasarkan grafik yang ditunjukkan dapat terlihat bahwa dengan penambahan silinder pengganggu di samping sudu *advancing* dan di depan sudu *returning* dengan variasi rasio jarak penempatan pada penempatan $Y/D = 1,61$; $S/D = 1,61$ mengalami peningkatan seiring meningkatnya nilai TSR. Peningkatan dimulai pada TSR 0,5 dan mencapai nilai maksimum pada TSR 0,7 dengan Nilai CoP mencapai 0,1679602. Hal ini menunjukkan terjadi peningkatan sebesar 4% terhadap turbin angin Savonius konvensional. Kemudian diatas TSR 0,7 nilai dari CoP mengalami penurunan dan memiliki nilai lebih rendah dibandingkan dengan pada turbin angin Savonius konvensional. Sedangkan pada penambahan silinder pengganggu di samping sudu *advancing* dan di depan sudu *returning* pada variasi rasio jarak penempatan $Y/D = 1,71$ dan $S/D = 1,71$ memiliki nilai CoP yang meningkat seiring peningkatan dari TSR. Peningkatan nilai CoP dimulai pada TSR 0,5 dan mencapai titik maksimum pada TSR 0,7 dengan nilai CoP mencapai 0,1654521. Nilai ini mengalami peningkatan sebesar 2,43% terhadap turbin angin Savonius konvensional. Nilai dari CoP mengalami penurunan pada TSR diatas 0,7 dan memiliki nilai lebih rendah.

4.2.3 Distribusi Koefisien Tekanan

Sub bab ini menjelaskan mengenai bagaimana distribusi koefisien tekanan di sepanjang permukaan sudu *advancing* dan sudu *returning*. Data yang digunakan pada pengambilan data distribusi koefisien tekanan merupakan data pada performa terbaik turbin angin Savonius yaitu pada *tip speed ratio* (TSR) optimum. Sumbu x pada grafik menunjukkan posisi pada permukaan (X) relatif terhadap panjang busur sudu (S).



Gambar 4.8 Perbandingan Grafik Nilai *Coefficient of Pressure* (C_p) pada TSR 0,8 sudut 15° terhadap fungsi x/s pada konfigurasi penambahan silinder di samping *advancing blade*

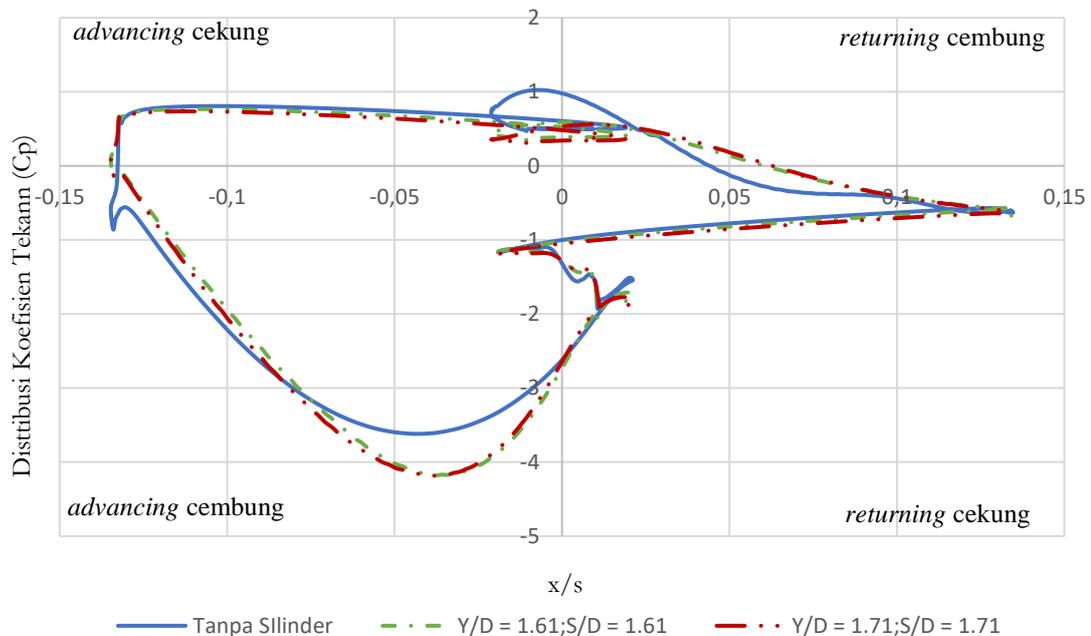
Gambar 4.8 memperlihatkan perbandingan grafik distribusi koefisien tekanan dengan fungsi x/s pada turbin angin Savonius konvensional dan turbin angin Savonius dengan penambahan silinder di samping sudu *advancing* dengan variasi jarak $Y/D = 1,61$ dan $1,71$. Distribusi koefisien tekanan diambil pada saat turbin angin Savonius pada TSR optimum yaitu pada TSR 0,8 dan pada C_m maksimum yaitu pada azimuth angle 15° . Berdasarkan grafik posisi x/s positif menunjukkan sisi sudu *returning* dan pada x/s negative menunjukkan sisi sudu *advancing*. Pada turbin angin Savonius konvensional, di sisi cembung sudu *advancing* memiliki nilai *coefficient of pressure* yang turun drastis hingga mencapai titik minimum pada nilai C_p sebesar -3,88. Kemudian nilai *coefficient of pressure* mengalami kenaikan pada sisi cekung sudu *returning* hingga pada ujung sisi hingga nilai dari C_p sebesar -0,57. Di sisi cembung sudu *returning* nilai koefisien tekanan mengalami kenaikan kembali hingga mencapai nilai C_p sebesar 0,658. Pada sisi cekung sudu *advancing* nilai C_p kembali naik hingga mencapai nilai sebesar 0,88 di dekat ujung sebelum mengalami penurunan nilai kembali.

Turbin Savonius dengan penambahan silinder pengganggu dengan variasi jarak $Y/D = 1,61$ pada sisi cembung sudu *advancing* mengalami penurunan hingga mencapai titik minimum nilai C_p sebesar -4,43. Lebih rendah dibandingkan dengan turbin angin Savonius konvensional. Kemudian pada sisi cekung sudu *returning* mengalami kenaikan koefisien tekanan hingga ujung sisi tetapi tetap berada pada nilai C_p negatif hingga mencapai nilai C_p sebesar -0,756. Pada sisi cembung sudu *returning*, nilai dari koefisien tekanan terus mengalami peningkatan hingga memiliki nilai positif dengan C_p sebesar 0,51 mendekati pusat dari rotor. Selanjutnya di sisi cekung sudu *advancing* nilai koefisien tekanan meningkat hingga mencapai nilai C_p maksimum sebesar 0,897.

Sedangkan pada turbin Savonius dengan penambahan silinder pengganggu dengan variasi jarak $Y/D = 1,71$ pada sisi cembung sudu *advancing* mengalami penurunan hingga mencapai titik minimum nilai C_p sebesar $-4,08$. Kemudian pada pada sisi cekung sudu *returning* mengalami kenaikan koefisien tekanan hingga ujung sisi tetapi tetap berada pada nilai C_p negatif hingga mencapai nilai C_p sebesar $-0,639$. Pada sisi cembung sudu *returning*, nilai dari koefisien tekanan terus mengalami peningkatan hingga memiliki nilai positif dengan C_p sebesar $0,61$ mendekati pusat dari rotor. Selanjutnya di sisi cekung sudu *advancing* nilai koefisien tekanan meningkat hingga mencapai nilai C_p maksimum sebesar $0,897$.

Dari analisa grafik yang dilakukan dapat diketahui bahwa nilai dari koefisien tekanan pada turbin angin Savonius memiliki nilai lebih besar pada sisi depan turbin dibandingkan dengan sisi belakang turbin. Kemudian selisih antara koefisien tekanan bagian cembung dan cekung pada setiap sudu akan menimbulkan gaya *drag*. Apabila selisih gaya *drag* antara kedua sudu turbin meningkat maka akan meningkatkan torsi pasif yang dihasilkan, Peningkatan nilai torsi positif membuat daya yang dihasilkan turbin lebih meningkat

Berdasarkan analisa grafik penambahan silinder pengganggu di dekat sudu *advancing* pada variasi jarak $Y/D = 1,61$ dan $1,71$ membuat koefisien tekanan dari turbin mengalami penurunan yang cukup signifikan terutama pada sisi cembung sudu *advancing*. Penambahan silinder pengganggu di samping sudu *advancing* dengan variasi jarak $Y/D = 1,61$ memiliki penurunan paling tinggi terhadap turbin angin Savonius konvensional jika dibandingkan dengan penambahan silinder pengganggu dengan variasi jarak $Y/D = 1,71$ dengan besar nilai C_p terendah sebesar $-4,43$. Hal ini membuat selisih antara koefisien tekanan bagian cembung dan cekung pada sudu akan meningkat dan membuat peningkatan selisih gaya *drag* dari turbin. Akibatnya terjadi peningkatan torsi positif dan meningkatkan daya yang dihasilkan oleh turbin.



Gambar 4.9 Perbandingan Grafik Nilai *Coefficient of Pressure* (C_p) pada TSR 0,7 sudut 30° terhadap fungsi x/s pada konfigurasi penambahan silinder di samping *advancing blade* dan di depan sudu *returning*

Gambar 4.9 memperlihatkan perbandingan grafik distribusi koefisien tekanan dengan fungsi x/s pada turbin angin Savonius konvensional dan turbin angin Savonius dengan penambahan silinder di samping sudu *advancing* dan di depan sudu *returning* dengan variasi jarak $Y/D = 1,61$; $S/D = 1,61$ dan $Y/D = 1,71$; $S/D = 1,71$. Distribusi koefisien tekanan diambil, pada saat turbin angin Savonius pada TSR optimum dari turbin yaitu pada TSR 0,7 dan pada C_m maksimum yaitu pada *azimuth angle* 30° . Grafik posisi x/s positif merupakan daerah sisi sudu *returning* dan pada x/s negative merupakan daerah sisi sudu *advancing*.

Pada turbin angin Savonius konvensional, di sisi cembung sudu *advancing* memiliki nilai *coefficient of pressure* yang turun drastis hingga mencapai titik minimum pada nilai C_p sebesar -3,61. Kemudian nilai *coefficient of pressure* mengalami kenaikan pada sisi cekung sudu *returning* hingga pada ujung sisi hingga nilai dari C_p sebesar -0,51. Di sisi cembung sudu *returning* nilai koefisien tekanan mengalami kenaikan kembali hingga mencapai nilai C_p maksimum sebesar 0,91. Pada sisi cekung sudu *advancing* nilai C_p kembali naik hingga mencapai nilai sebesar 0,84 di dekat ujung sebelum mengalami penurunan nilai kembali.

Turbin Savonius dengan penambahan silinder pengganggu dengan variasi jarak $Y/D = 1,61$; $S/D = 1,61$ pada sisi cembung sudu *advancing* mengalami penurunan hingga mencapai titik minimum nilai C_p sebesar -4,17. Nilai ini lebih rendah dibandingkan dengan turbin angin Savonius konvensional. Kemudian pada sisi cekung sudu *returning* koefisien tekanan mengalami kenaikan hingga ujung pada ujung sisi *blade* tetapi mencapai nilai C_p sebesar -0,60. Nilai dari koefisien tekanan mengalami peningkatan hingga memiliki nilai positif pada sisi cembung sudu *returning* dengan C_p sebesar 0,59. Selanjutnya di sisi cekung sudu *advancing* nilai koefisien tekanan meningkat hingga mencapai nilai C_p maksimum sebesar 0,76.

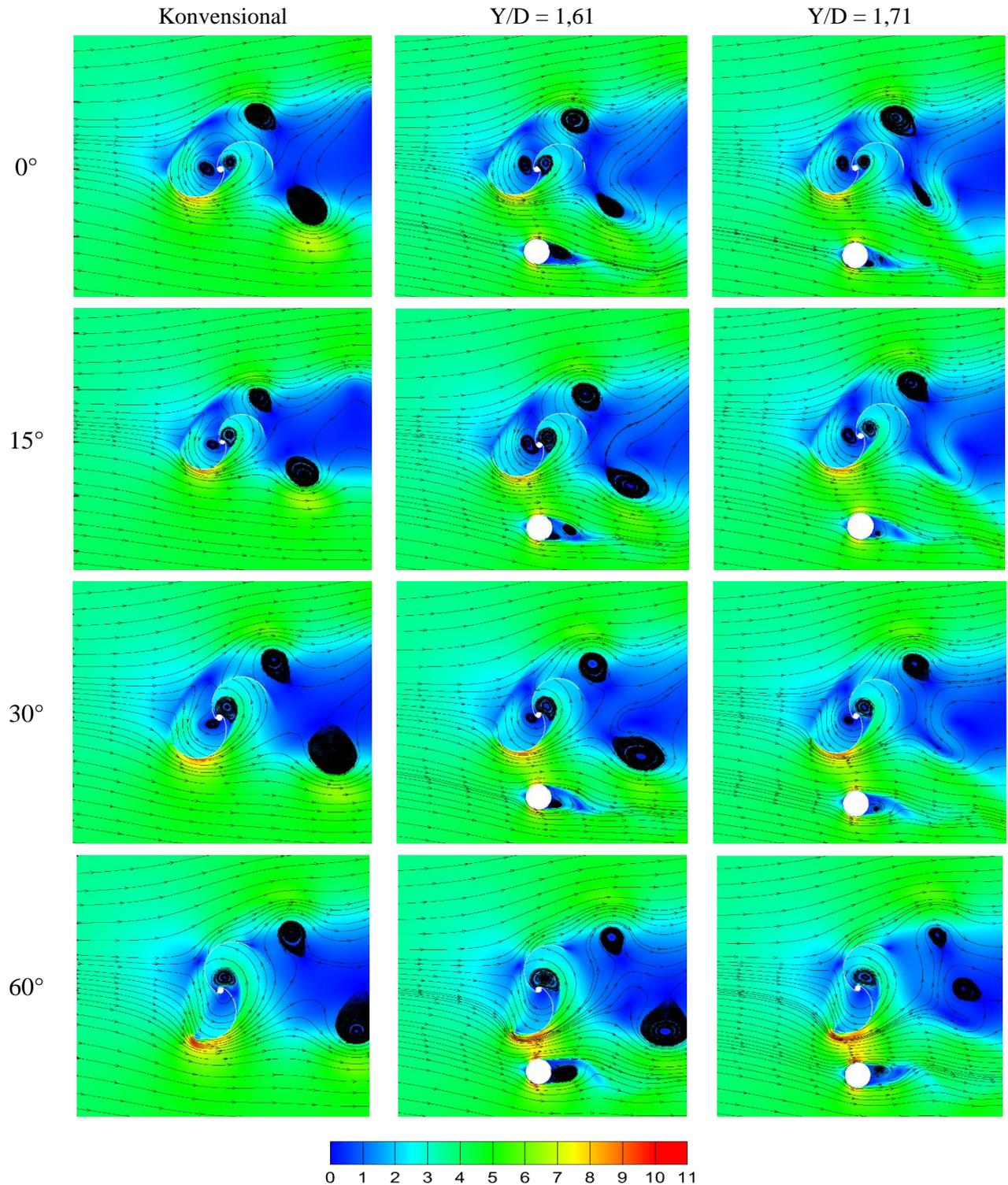
Sedangkan pada turbin Savonius dengan penambahan silinder pengganggu dengan variasi jarak $Y/D = 1,71$; $S/D = 1,71$ pada sisi cembung sudu *advancing* mengalami penurunan hingga mencapai titik minimum nilai C_p sebesar -4,18. Pada sisi cekung sudu *returning* koefisien tekanan naik tetapi tetap berada pada nilai C_p negatif mencapai nilai C_p sebesar -0,64. Pada sisi cembung sudu *returning*, koefisien tekanan naik hingga pada mencapai nilai C_p maksimum sebesar 0,55 mendekati pusat dari rotor. Selanjutnya di sisi cekung sudu *advancing* nilai koefisien tekanan meningkat hingga mencapai nilai C_p maksimum sebesar 0,735.

Berdasarkan analisa grafik penambahan silinder pengganggu di dekat sudu *advancing* dan di depan sudu *returning* pada variasi jarak $Y/D = 1,61$; $S/D = 1,61$ dan $Y/D = 1,71$; $S/D = 1,71$ membuat koefisien tekanan dari turbin mengalami penurunan yang cukup signifikan terutama pada sisi cembung sudu *advancing* dibandingkan dengan turbin angin Savonius konvensional. Hal ini membuat selisih antara koefisien tekanan bagian cembung dan cekung pada sudu akan meningkat dan membuat peningkatan selisih gaya *drag* dari turbin. Akibatnya terjadi peningkatan torsi positif dan meningkatkan daya yang dihasilkan oleh turbin.

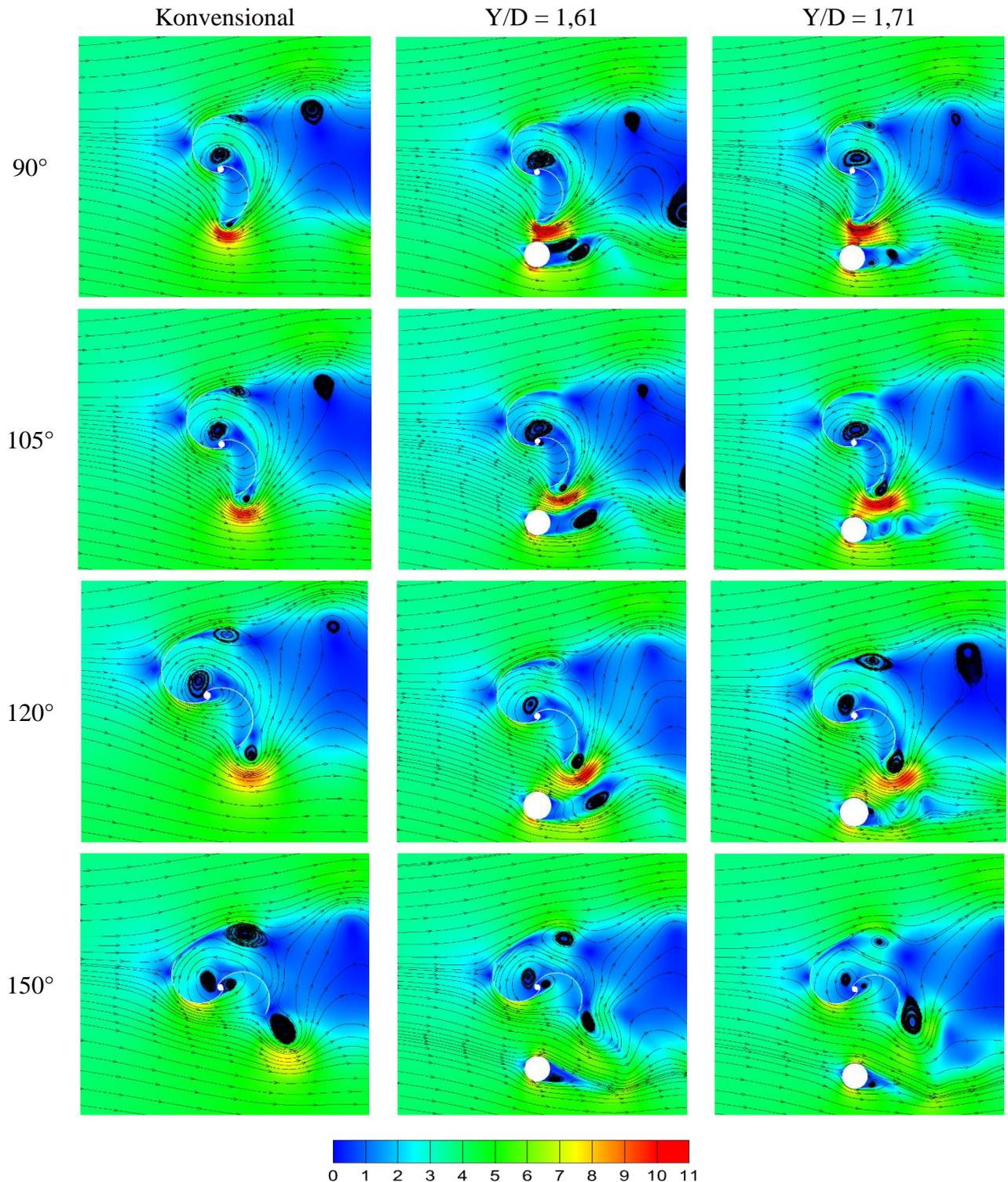
4.2.4 Kontur Kecepatan

Pada sub bab ini ditunjukkan kontur kecepatan aliran dari turbin angin Savonius. Kontur kecepatan digunakan untuk memperlihatkan pengaruh dari variasi dengan penambahan silinder pada setiap konfigurasi terhadap kontur kecepatan aliran dari turbin

angin Savonius. Kontur kecepatan yang ditampilkan berada pada TSR optimum dari operasi tiap konfigurasi turbin angin Savonius.



Gambar 4.10 Kontur Kecepatan Turbin Angin Savonius Konfigurasi Penambahan Silinder di Samping Sudu *Advancing* pada sudut 0°, 15°, 30° dan 60° (berlanjut)

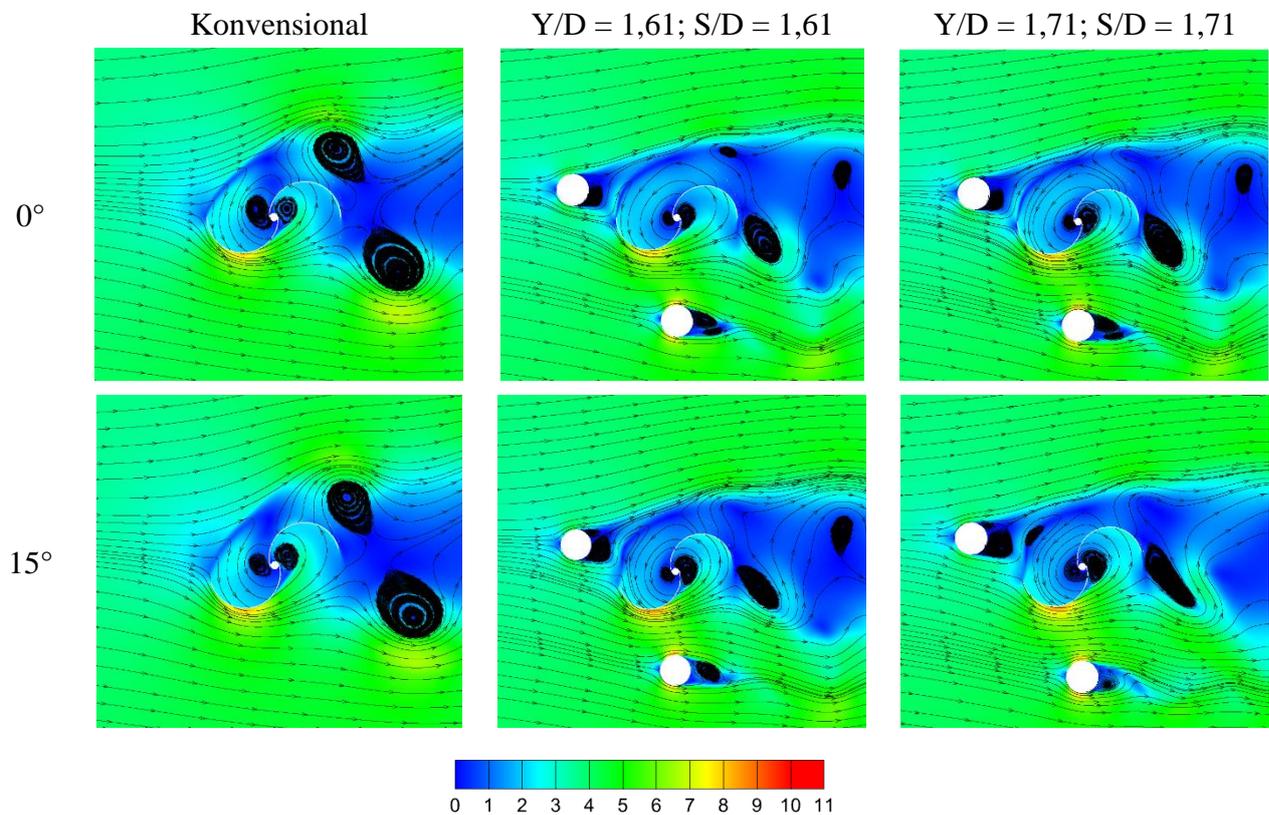


Gambar 4.11 Kontur Kecepatan Turbin Angin Savonius Konfigurasi Penambahan Silinder di Samping Sudu *Advancing* pada sudut 90° 105°, 120° dan 150° (lanjutan)

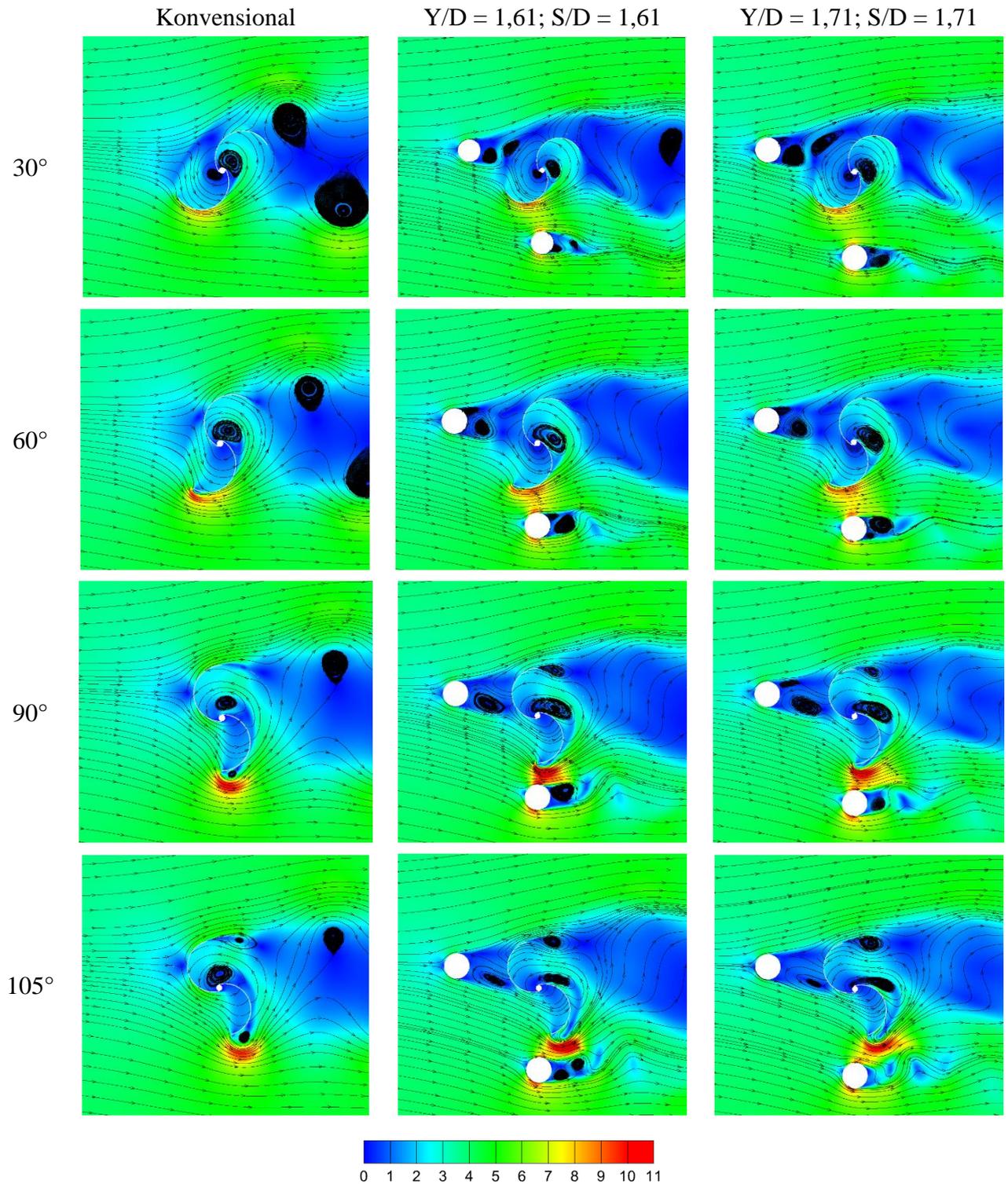
Gambar 4.10 dan gambar 4.11 memperlihatkan kontur kecepatan aliran turbin angin Savonius konvensional dan turbin angin Savonius dengan penambahan silinder pengganggu di samping sudu *advancing*. Pada posisi 0° di turbin angin Savonius terbentuk pasaran aliran atau *vortex* di bagian atas dan bawah *wake*. *Vortex* terbentuk pada daerah dekat poros dari turbin. *Vortex* yang sama terbentuk juga pada posisi sudut

15° dan 30° dari sudut putar turbin. Pada sudut 60° hingga sudut 105° *vortex* di dekat poros turbin hanya terbentuk pada sisi cembung sudu *advancing*. *Vortex* pada bagian *wake* hanya menyisakan pada bagian atas *wake* pada sudut 90° dan 105°.

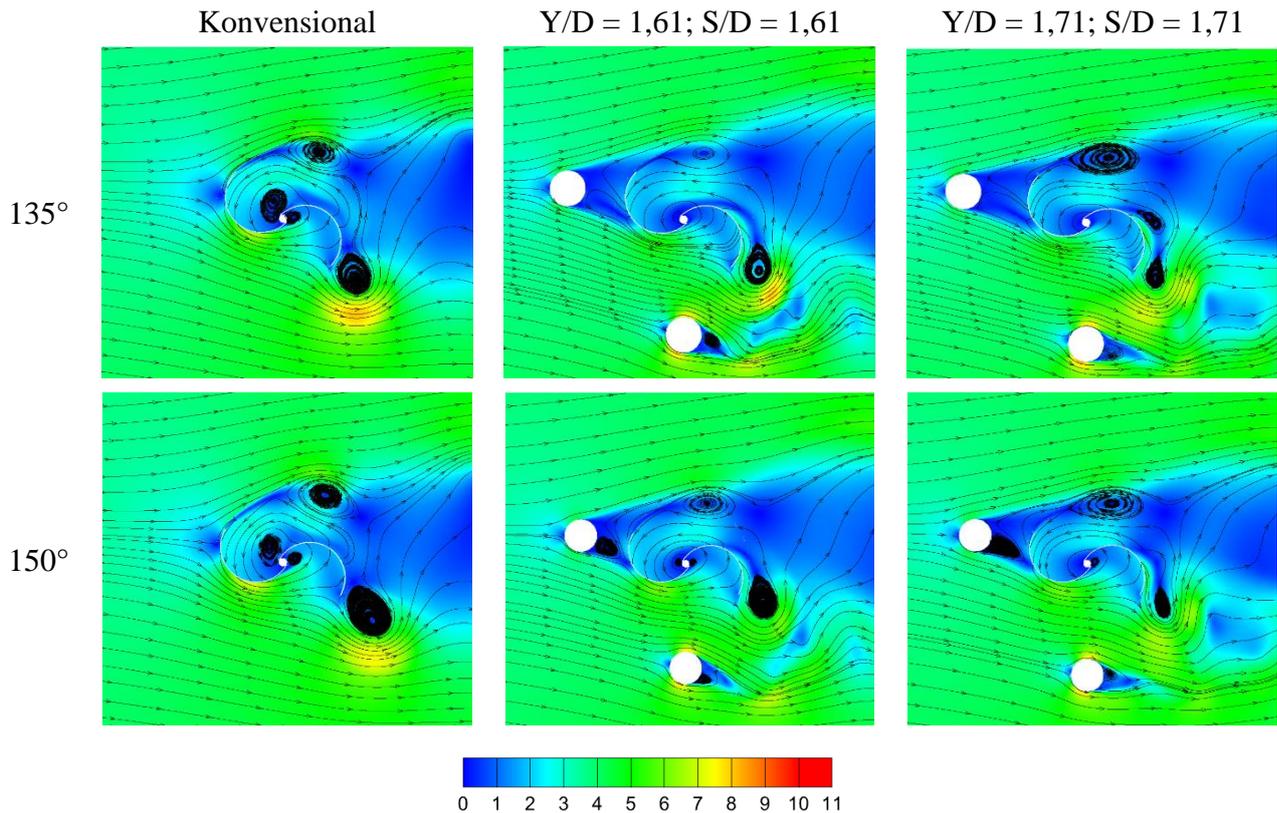
Pada Turbin dengan penambahan silinder pengganggu di samping sudu *advancing* dengan rasio jarak $Y/D = 1,61$ dan $1,71$. Pada sudut 0° terbentuk *vortex* pada bagian atas dan bawah dan juga didekat poros seperti yang terdapat pada turbin angin Savonius konvensional. Penyempitan daerah aliran angin terlihat mulai dari sudut 60°, 90° dan 105° akibat dari penambahan silinder di samping sudu *advancing*. Pada daerah penyempitan ini terjadi peningkatan kecepatan aliran laluan udara ditandai dengan warna merah yang lebih luas. Kecepatan yang tertinggi pada daerah ini mencapai 11 m/s pada sudut putar turbin 90°. Kecepatan aliran angin yang tinggi ini menyebabkan daerah ini mengalami penurunan tekanan. Sehingga turunnya tekanan akan menyebabkan peningkatan gaya *drag* terjadi pada sudu *advancing*. Kenaikan gaya *drag* akan menyebabkan daya dari turbin menjadi meningkat. Kemudian pada sudut 150° terlihat bahwa *vortex* yang terbentuk menjadi mengecil dibandingkan dengan turbin angin Savonius konvensional.



Gambar 4.12 Kontur Kecepatan Turbin Angin Savonius Konfigurasi Penambahan Silinder di Samping Sudu *Advancing* dan di Depan Sudu *Returning* pada sudut 0°, dan 15° (berlanjut)



Gambar 4.13 Kontur Kecepatan Turbin Angin Savonius Konfigurasi Penambahan Silinder di samping Sudu *Advancing* dan di Depan Sudu *Returning* pada sudut 30°, 60°, 90°, dan 105° (berlanjut)



Gambar 4.14 Kontur Kecepatan Turbin Angin Savonius Konfigurasi Penambahan Silinder di samping Sudu *Advancing* dan di Depan Sudu *Returning* pada sudut 135° dan 150° (lanjutan)

Gambar 4.12, gambar 4.13 dan gambar 4.14 menunjukkan kontur kecepatan turbin angin Savonius konvensional dan turbin angin Savonius dengan penambahan silinder pengganggu di samping sudu *advancing* dan di depan sudu *returning*. Kontur kecepatan dilihat pada TSR optimum dari turbin dengan penambahan silinder yaitu pada TSR 0,7. Pada sudut 0° pada turbin angin Savonius konvensional terlihat terbentuk pusaran aliran atau *vortex* di bagian atas dan bawah dari *wake*. *Vortex* juga terbentuk pada daerah dekat poros dari turbin di bagian dekat sisi cembung sudu *advancing* dan sisi cembung sudu *returning*. *Vortex* yang sama terbentuk juga pada posisi sudut 15° dan 30° dari sudut putar turbin. Pada sudut 60° hingga sudut 105° *vortex* di dekat poros turbin hanya terbentuk pada cembung sudu *advancing*. *Vortex* pada bagian *wake* hanya menyisakan pada bagian atas *wake* pada sudut 90° dan 105°.

Pada turbin dengan penambahan silinder pengganggu di samping sudu *advancing* dan di depan sudu *returning* *vortex* terbentuk pada bagian bawah dan atas *wake*. Pada bagian atas dari *wake* terlihat *vortex* yang terbentuk melemah dibandingkan dengan pada turbin angin Savonius konvensional. Hal ini akibat adanya penambahan silinder pengganggu di depan sudu *returning* membuat adanya interaksi aliran sehingga *wake* yang terbentuk lebih lemah. Penyempitan daerah aliran angin terlihat mulai dari sudut 60°, 90° dan 105° akibat dari adanya penambahan silinder di samping sudu *advancing*. Kecepatan aliran udara pada daerah ini meningkat. Kecepatan yang tertinggi pada daerah ini mencapai 11 m/s pada sudut putar turbin 90°. Kecepatan aliran udara di daerah *attached flow* menjadi meningkat dan daerah dengan kecepatan tinggi menjadi lebih luas ditandai dengan daerah berwarna merah lebih luas terlihat dibandingkan pada turbin angin Savonius konvensional. Kecepatan aliran angin yang tinggi ini menyebabkan daerah ini mengalami penurunan tekanan. Sehingga turunnya tekanan akan menyebabkan

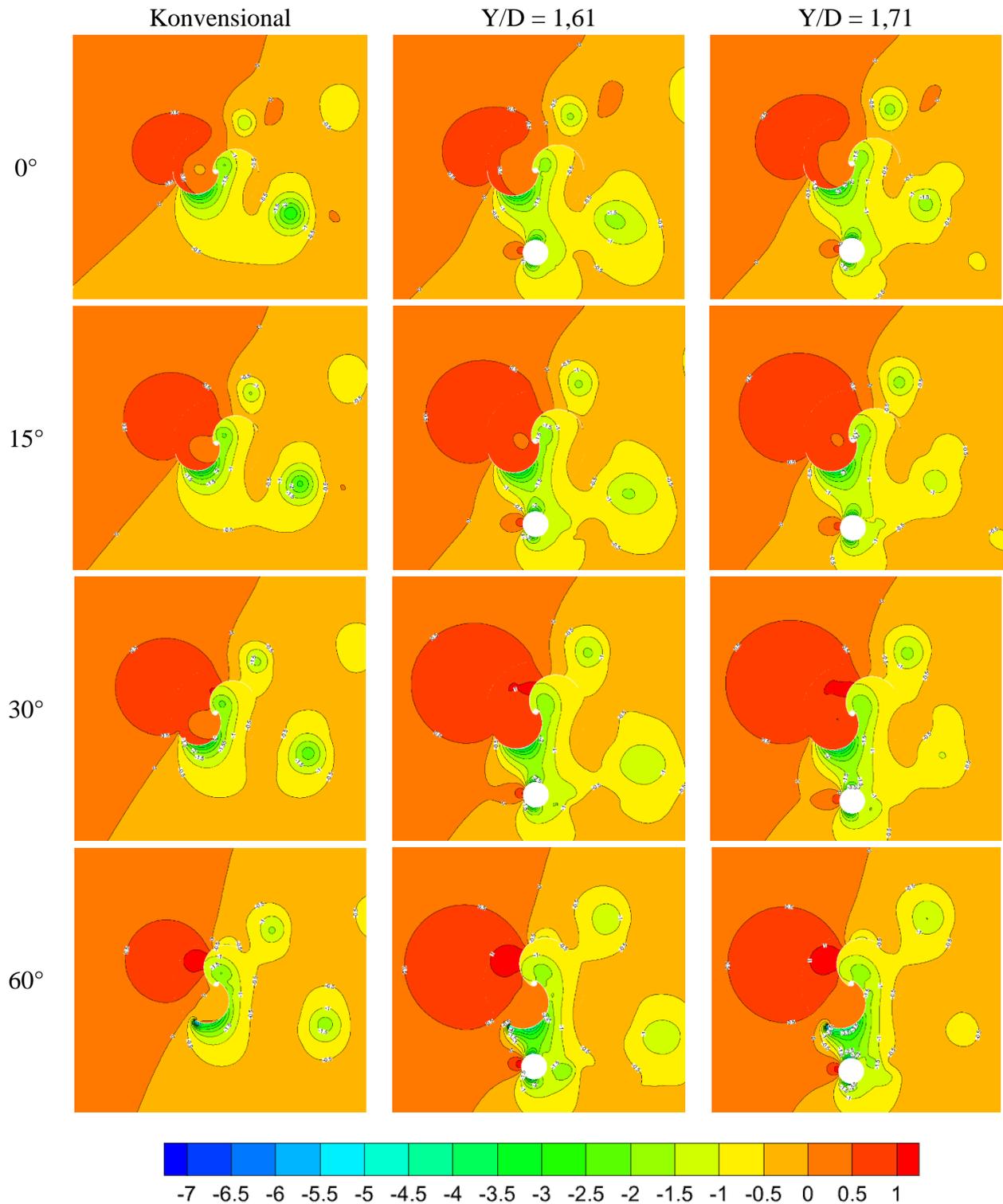
peningkatan gaya *drag* terjadi pada sudu *advancing*. Kenaikan gaya *drag* akan menyebabkan daya dari turbin menjadi meningkat. Penambahan silinder pengganggu di depan sudu *returning* membentuk daerah *wake* di belakang silinder yang tepat di depan sudu *returning* sehingga mampu menurunkan tekanan di sisi cembung sudu *advancing*. Pada sudut 150° terlihat daerah aliran angin antara sudu *advancing* dan silinder pengganggu menjadi lebih besar. *Vortex* yang terbentuk di daerah *wake* belakang turbin menjadi melemah akibat adanya penambahan silinder pengganggu di samping sudu *advancing*. Akibatnya terdapat sisa-sisa *attached flow* pada sisi cembung sudu *advancing* dan membuat daerah tersebut memiliki tekanan yang lebih rendah dibandingkan pada turbin angin Savonius konvensional. Turunnya tekanan menyebabkan nilai gaya *drag* lebih meningkat dan daya turbin akan lebih meningkat, sehingga dapat mengurangi gaya *drag* yang terjadi pada sudu *advancing* dan dapat mengurangi torsi positif dari turbin sehingga C_m dapat bernilai negatif.

4.2.5 Kontur Koefisien Tekanan

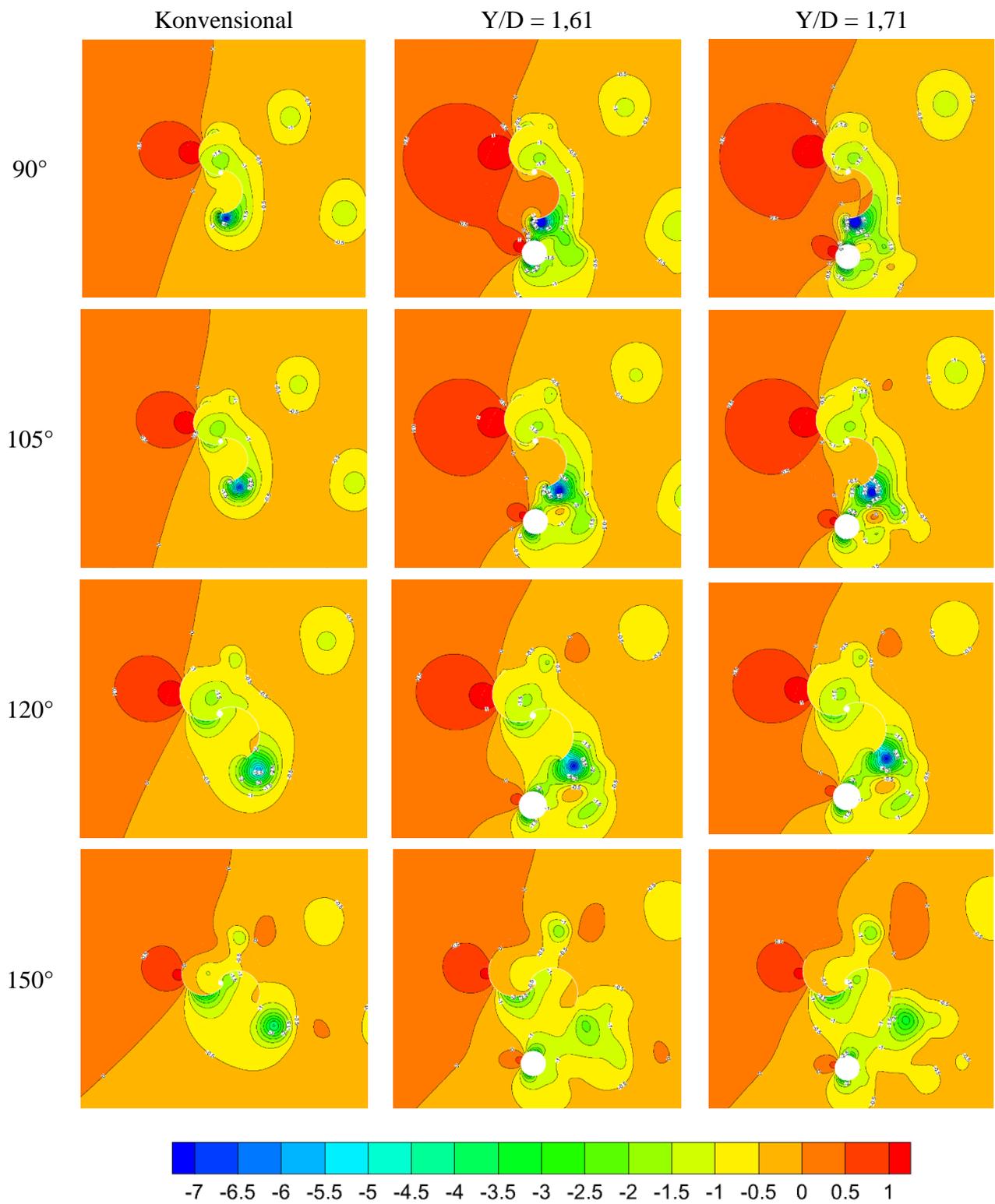
Pada subbab ini ditunjukkan kontur koefisien tekanan dari turbin angin Savonius. Kontur koefisien tekanan digunakan untuk memperlihatkan pengaruh dari variasi penempatan silinder terhadap seberapa besar penurunan tekanan yang terjadi. Penurunan tekanan yang besar akan mengakibatkan jenis turbin tersebut lebih mudah berputar, sesuai dengan prinsip fluida di mana fluida mengalir dari daerah bertekanan tinggi ke daerah bertekanan rendah

Gambar 4.15 dan gambar 4.16 menunjukkan perbandingan kontur koefisien tekanan dari turbin angin Savonius konvensional dengan turbin angin Savonius dengan penambahan silinder pengganggu di samping sudu *advancing* dengan variasi jarak $Y/D = 1,61$ dan $1,71$. Pada saat sudut putar turbin berada di sudut 0° turbin memiliki area nilai koefisien tekanan yang relatif sama dengan daerah nilai koefisien tekanan $-2,5$ atau daerah yang berwarna hijau di sudu *advancing* yang relatif sama. Pada posisi sudut 15° dan 30° mulai terlihat perbedaan area nilai koefisien tekanan terutama pada sisi cembung sudu *advancing* pada turbin dengan penambahan silinder pengganggu dengan area berwarna hijau yang lebih luas dibanding turbin angin Savonius konvensional. Terlihat dengan nilai koefisien tekanan di sisi cembung sudu *advancing* lebih turun dengan nilai minimum sebesar $-3,5$. Di posisi sudut 60° , 90° dan 105° terlihat dengan jelas perbedaan dari area dengan nilai koefisien tekanan yang lebih rendah dan lebih luas pada sisi cembung sudu *advancing* pada turbin dengan penambahan silinder di samping sudu *advancing*. Area berwarna hijau dan biru tampak lebih terlihat dan lebih luas dibandingkan dengan kontur koefisien tekanan pada turbin angin Savonius konvensional. Nilai koefisien tekanan minimum -6 lebih meluas dan turun dibandingkan dengan -5 pada turbin konvensional. Hal ini diakibatkan oleh adanya daerah penyempitan akibat penambahan silinder pengganggu di samping sudu *advancing*. Penyempitan daerah aliran ini menyebabkan aliran udara bergerak mengalir dengan kecepatan tinggi dan menyebabkan tekanan menjadi menurun. Penurunan tekanan di sisi cembung sudu *advancing* ini membuat perbedaan nilai koefisien tekanan antara sisi cembung dan cekung sudu *advancing* akan meningkat dan meningkatkan torsi positif dari turbin. Hal ini akan mengakibatkan turbin dapat menghasilkan daya lebih besar. Pada sudut 150° seperti yang terlihat pada gambar 4.16 tidak terjadi perbedaan signifikan dari ketiga konfigurasi turbin. Efek dari penyempitan daerah sudah mulai tidak berpengaruh pada posisi sudu putar turbin ini. Efek dari *wake* mengenai sisi cekung sudu *advancing* sehingga menyebabkan koefisien tekanan menjadi menurun dan selisih antara koefisien tekanan *returning* dan sudu *advancing* akan menurun dan menyebabkan nilai C_m menjadi

negatif. Turbin angin Savonius dengan penambahan silinder pengganggu di samping sudu *advancing* pada variasi jarak $Y/D = 1,61$ memperlihatkan kontur koefisien tekanan dengan nilai minimum lebih tinggi dan lebih luas terutama pada daerah sudut 60° , 90° , dan 105° . Kontur nilai koefisien tekanan lebih rendah dapat membuat gaya *drag* meningkat dan membuat torsi positif meningkat. Peningkatan tersebut akan membuat daya dari turbin meningkat.



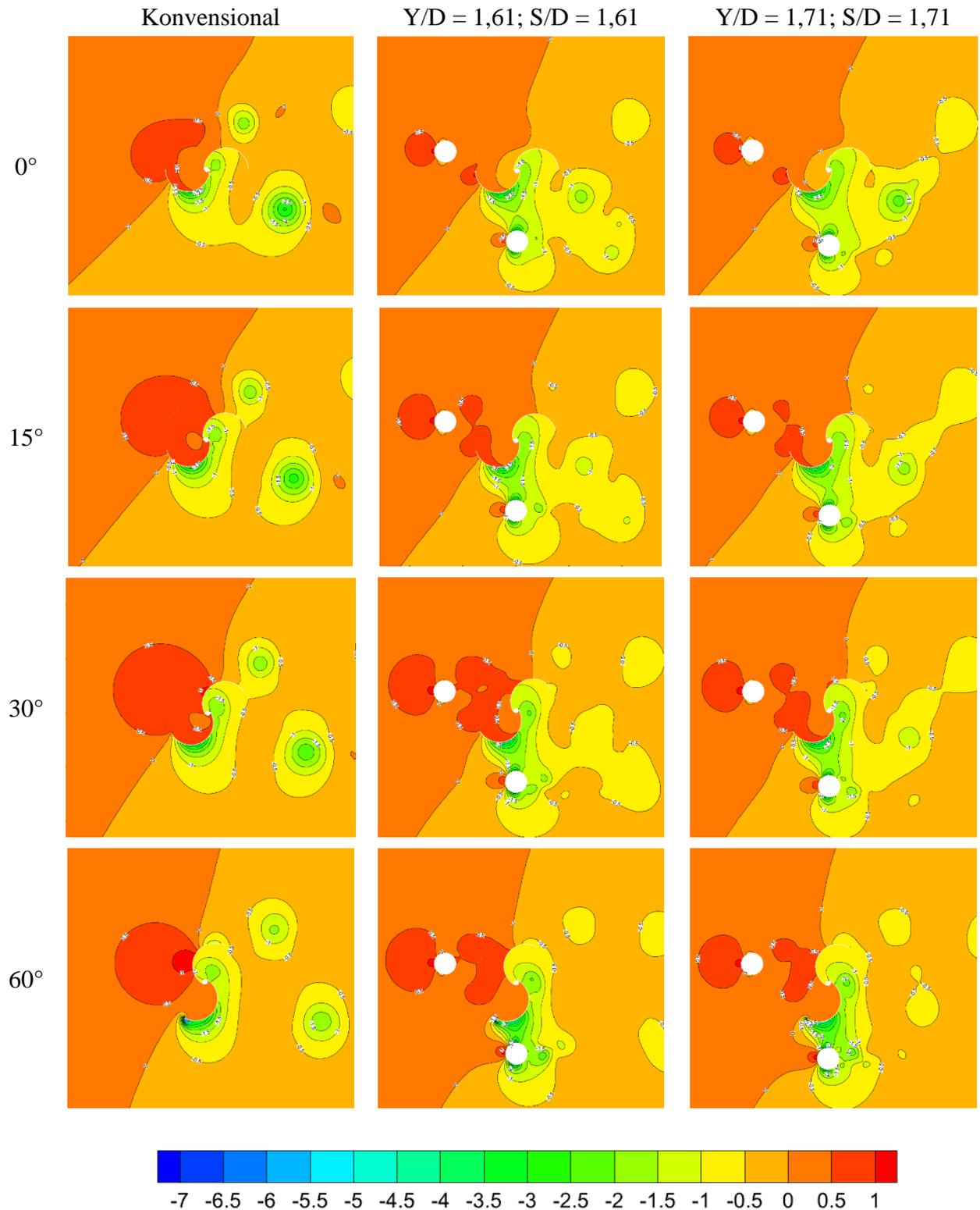
Gambar 4.15 Kontur Koefisien Tekanan Turbin Angin Savonius Konfigurasi Penambahan Silinder di Samping Sudu *Advancing* pada sudut 0° , 15° , 30° dan 60° (berlanjut)



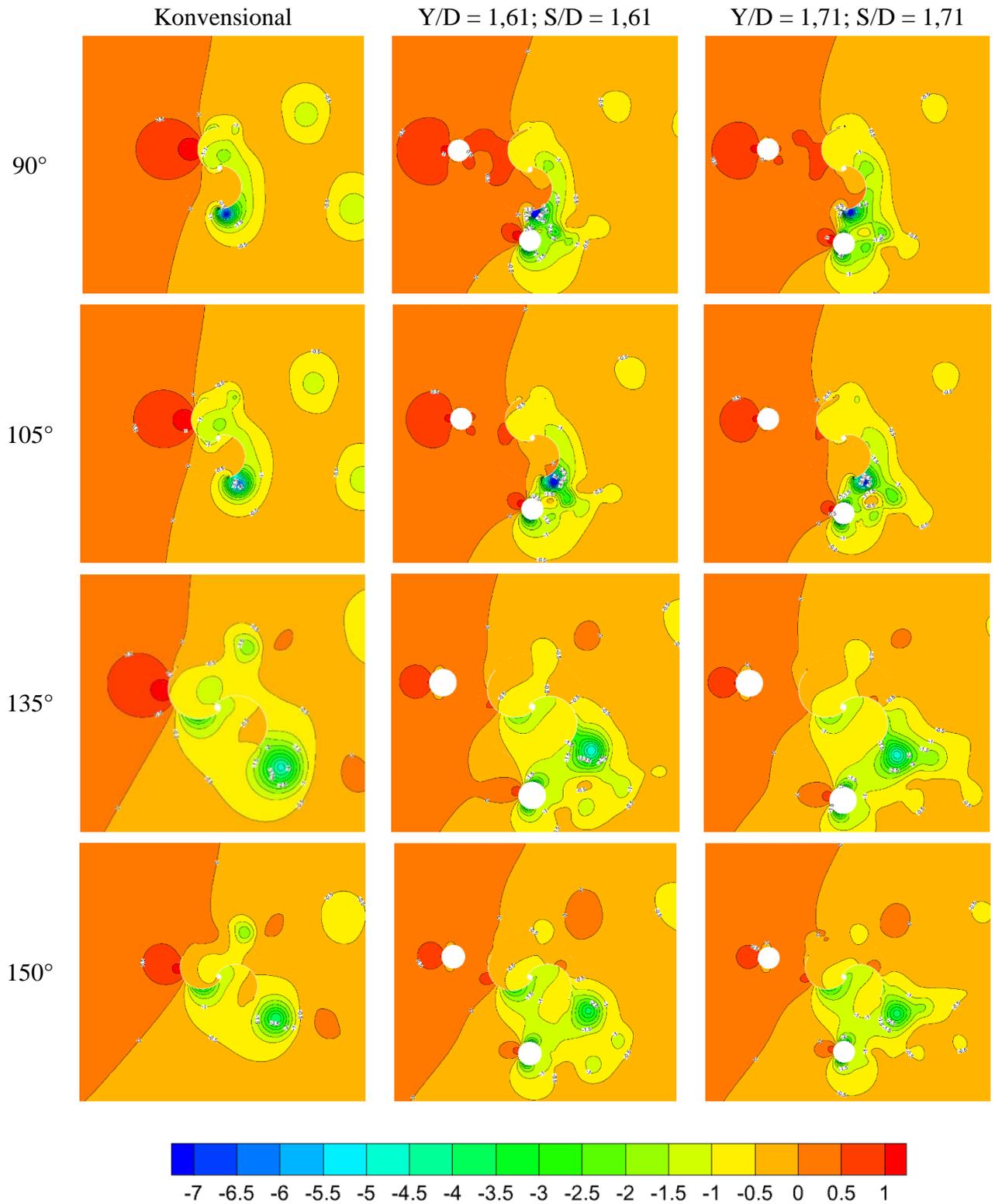
Gambar 4.16 Kontur Koefisien Tekanan Turbin Angin Savonius Konfigurasi Penambahan Silinder di Samping Sudu *Advancing* pada sudut 90°, 105°, 120°, dan 150° (lanjutan)

Gambar 4.17 dan gambar 4.18 menunjukkan perbandingan kontur koefisien tekanan dari turbin angin Savonius konvensional dengan turbin angin Savonius dengan penambahan silinder pengganggu di samping sudu *advancing* dan di depan sudu *returning* dengan variasi jarak $Y/D = 1,61; S/D = 1,61$ dan $Y/D = 1,71; S/D = 1,71$. Pada saat sudut putar turbin berada di sudut 0° turbin angin Savonius dengan penambahan silinder pengganggu di samping sudu *advancing* dan sudu *returning* memiliki nilai koefisien tekanan lebih rendah di bagian daerah cekung sudu *advancing* dibandingkan pada turbin angin Savonius konvensional. Nilai koefisien tekanan turun dari 0,5 ke 0 dibandingkan pada turbin konvensional. Turunya koefisien tekanan diakibatkan oleh adanya efek dari *wake* yang terbentuk dari penempatan silinder di depan sudu *returning*. Pada sisi cembung sudu *advancing* terjadi perluasan daerah dengan koefisien tekanan rendah dibandingkan pada turbin angin Savonius konvensional. Pada penambahan silinder terjadi penurunan nilai dari 0,5 ke 0 pada sisi cekung sudu *advancing*. Pada posisi sudut 15° dan 30° terlihat perbedaan area nilai koefisien tekanan terutama pada sisi cembung sudu *advancing* pada turbin dengan penambahan silinder pengganggu dengan area berwarna hijau yang lebih luas dibanding turbin angin Savonius konvensional. Nilai koefisien tekanan turun menjadi -4 di dekat sisi cembung sudu *advancing* dibandingkan dengan turbin konvensional yang hanya sebesar -3,5 dan luasan area yang lebih luas. Kemudian di sisi cembung sudu *returning* mengalami penurunan koefisien tekanan terutama pada penambahan silinder di depan *returning* $S/D = 1,71$. Pada penambahan silinder terjadi penurunan nilai dari 0,5 ke 0 pada sisi cembung sudu *returning*.

Di posisi sudut 60° , 90° dan 105° terlihat dengan jelas perbedaan dari area dengan nilai koefisien tekanan yang lebih rendah dan area dengan tekanan koefisien tekanan rendah lebih luas pada sisi cembung sudu *advancing* pada turbin dengan penambahan silinder di samping sudu *advancing*. Nilai koefisien tekanan minimum mencapai -7 dibandingkan pada turbin konvensional yang hanya mencapai -6 di sisi cembung *advancing*. Adanya daerah penyempitan akibat penambahan silinder pengganggu di samping sudu *advancing* membuat kecepatan di daerah tersebut menjadi lebih tinggi dan tekanan di daerah tersebut menjadi menurun. Penurunan tekanan disisi cembung sudu *advancing* ini membuat perbedaan nilai koefisien tekanan antara sisi cembung dan cekung sudu *advancing* akan meningkat dan meningkatkan torsi positif dari turbin. Selain itu terlihat pada sisi cembung sudu *returning* efek dari penambahan silinder didepan sudu *returning* membuat nilai dari koefisien tekanan menjadi lebih rendah apabila dibandingkan pada turbin angin Savonius konvensional. Tekanan turun dari nilai maksimum ke 1 ke 0,5 pada sisi cembung sudu *returning*. Tekanan yang turun dapat membuat perbedaan koefisien tekanan antara sisi cembung dan cekung dari sudu *returning* semakin berkurang sehingga gaya *drag* pada sudu *returning* berkurang. Meningkatnya gaya *drag* pada sudu *advancing* dan turunnya gaya *drag* di sudu *returning* akan membuat selisih gaya *drag* semakin besar dan torsi positif akan semakin meningkat dan membuat daya turbin semakin meningkat. Pada sudut 150° tidak terjadi perbedaan signifikan ketiga konfigurasi turbin. Efek dari penyempitan daerah sudah mulai tidak berpengaruh pada posisi sudu putar turbin ini. Efek dari *wake* mengenai sisi cekung sudu *advancing* sehingga menyebabkan koefisien tekanan menjadi menurun dan selisih antara koefisien tekanan *returning* dan sudu *advancing* akan menurun dan menyebabkan nilai C_m menjadi negatif.

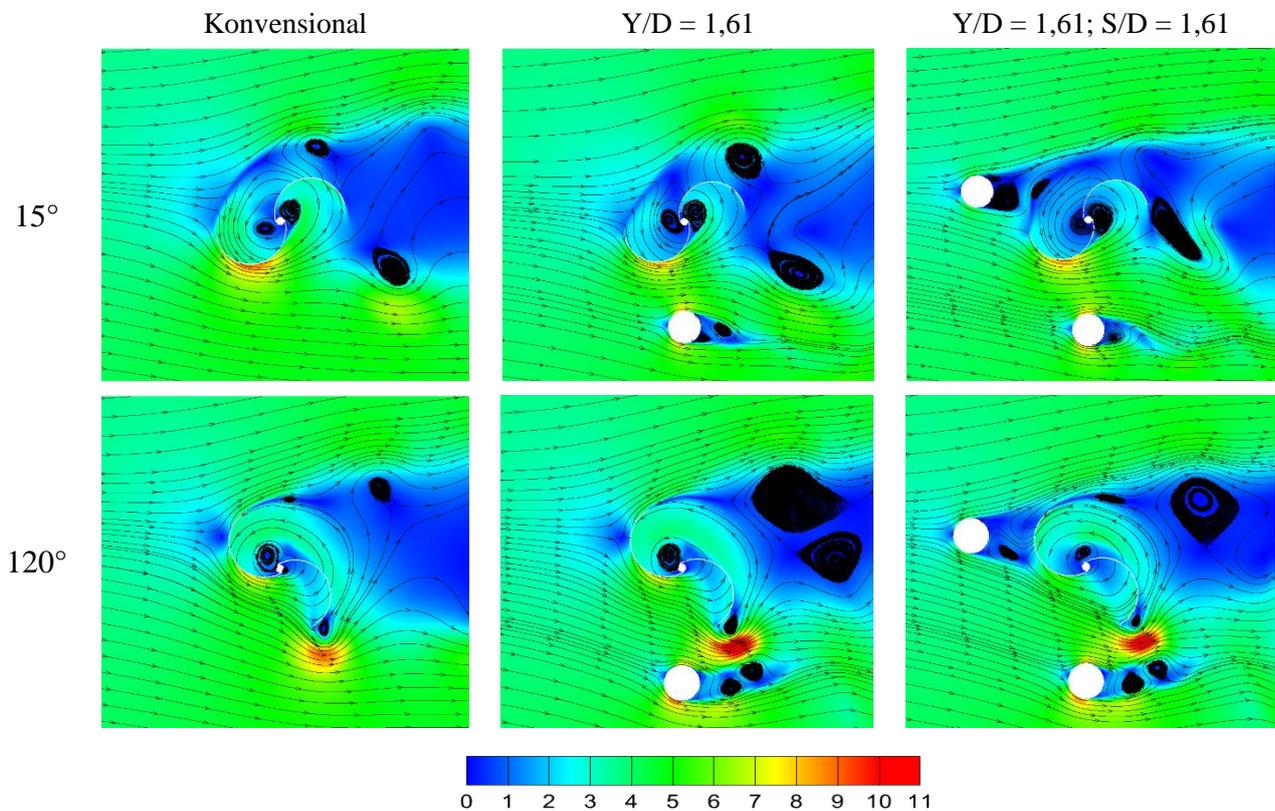


Gambar 4.17 Kontur Kecepatan Turbin Angin Savonius Konfigurasi Penambahan Silinder di Samping Sudu *Advancing* dan di Depan Sudu *Returning* pada sudut 0°, 15°, 30° dan 60° (berlanjut)



Gambar 4.18 Kontur Kecepatan Turbin Angin Savonius Konfigurasi Penambahan Silinder di Samping Sudu *Advancing* dan di Depan Sudu *Returning* pada sudut 90°, 105°, 120° dan 150° (lanjutan)

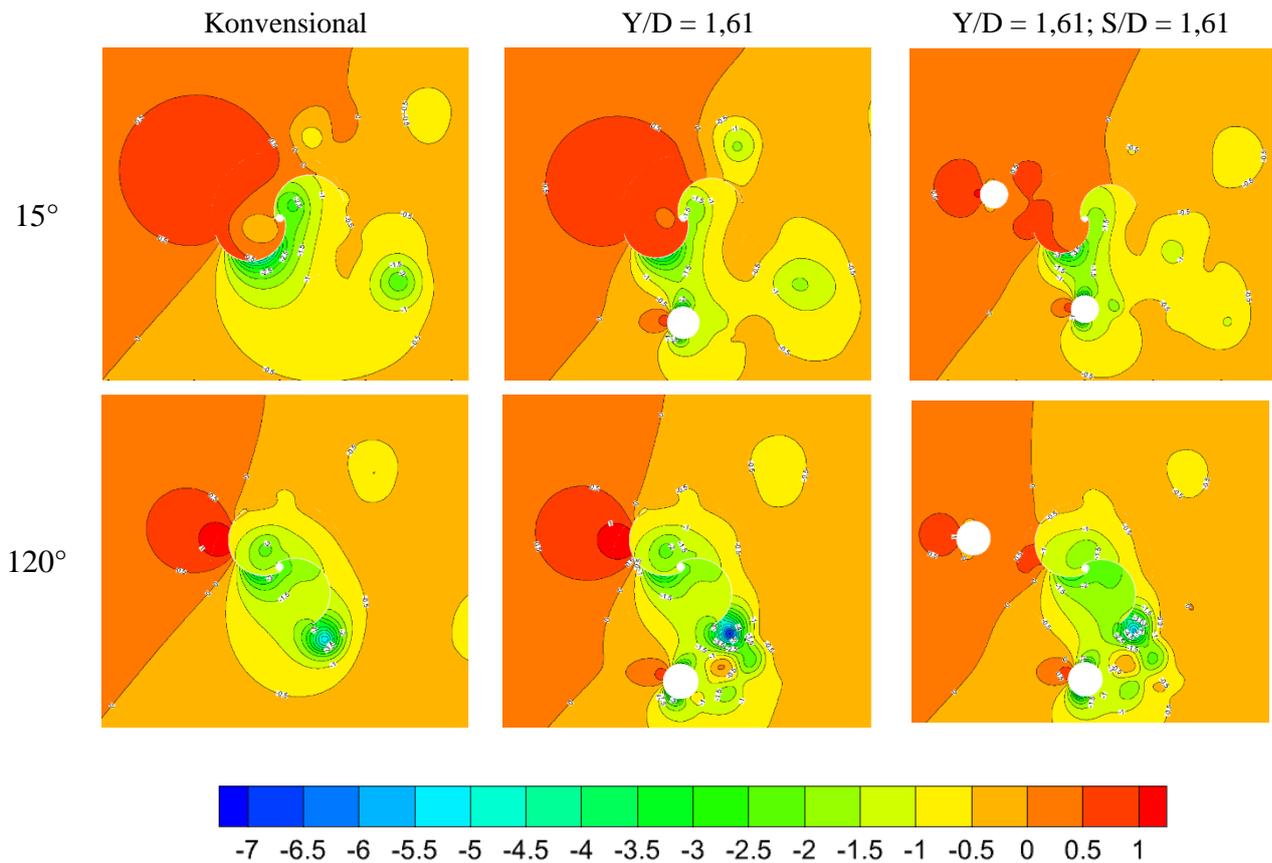
nilai minimum C_m berada pada posisi turbin 120° dengan nilai sebesar $-0,25$. Hasil Analisa dari grafik menunjukkan bawah turbin dengan penambahan silinder di samping sudu *advancing* dan di depan sudu *returning* dengan variasi jarak $Y/D = 1,61$; $S/D = 1,61$ menurunkan performa dari turbin. Hal ini terlihat dengan turunnya nilai *coefficient of moment* maksimum dari grafik dan nilai *coefficient of moment* minimum juga terlihat lebih menurun dibandingkan dengan turbin angin Savonius konvensional. 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° , 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° .



Gambar 4.20 Kontur Kecepatan Absolut Turbin Angin Savonius Tiap Konfigurasi Penambahan Silinder pada TSR 1,0

Gambar 4.20 menunjukkan kontur kecepatan dari turbin angin Savonius dengan penambahan silinder di samping sudu *advancing* dan di depan sudu *returning* angin Savonius dengan penambahan silinder di samping sudu *advancing*. Kontur kecepatan diambil pada posisi turbin berada di C_m maksimum dan minimum yaitu di posisi turbin 15° dan 120° . Pada sudut posisi turbin 15° pada turbin angin Savonius konvensional *vortex* terbentuk di belakang akibat dari turbin. Pada turbin dengan penambahan silinder dengan konfigurasi variasi $Y/D = 1,61$ dan $Y/D = 1,61$; $S/D = 1,61$ memiliki hasil kontur yang cukup sama tetapi *vortex* yang terbentuk di belakang sedikit berbeda dan pada penambahan silinder di depan sudu *returning* membuat *vortex* di atas sudu *returning* melemah. Selain itu daerah aliran *attached flow* dimana di daerah tersebut kecepatan dari

aliran tinggi terlihat lebih kecil pada penambahan silinder dengan konfigurasi $Y/D = 1,61$; $S/D = 1,61$. 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. Hal ini dapat mengurangi nilai C_m maksimum yang dimiliki oleh turbin lebih menurun. Pada sudut 120° , turbin dengan penambahan silinder variasi $Y/D = 1,61$; $S/D = 1,61$ terlihat pada kontur kecepatan aliran udara yang *attached* pada sisi cembung sudu *advancing* sudah berkurang dan hampir tidak ada. hal ini membuat nilai dari C_m dari turbin menurun.

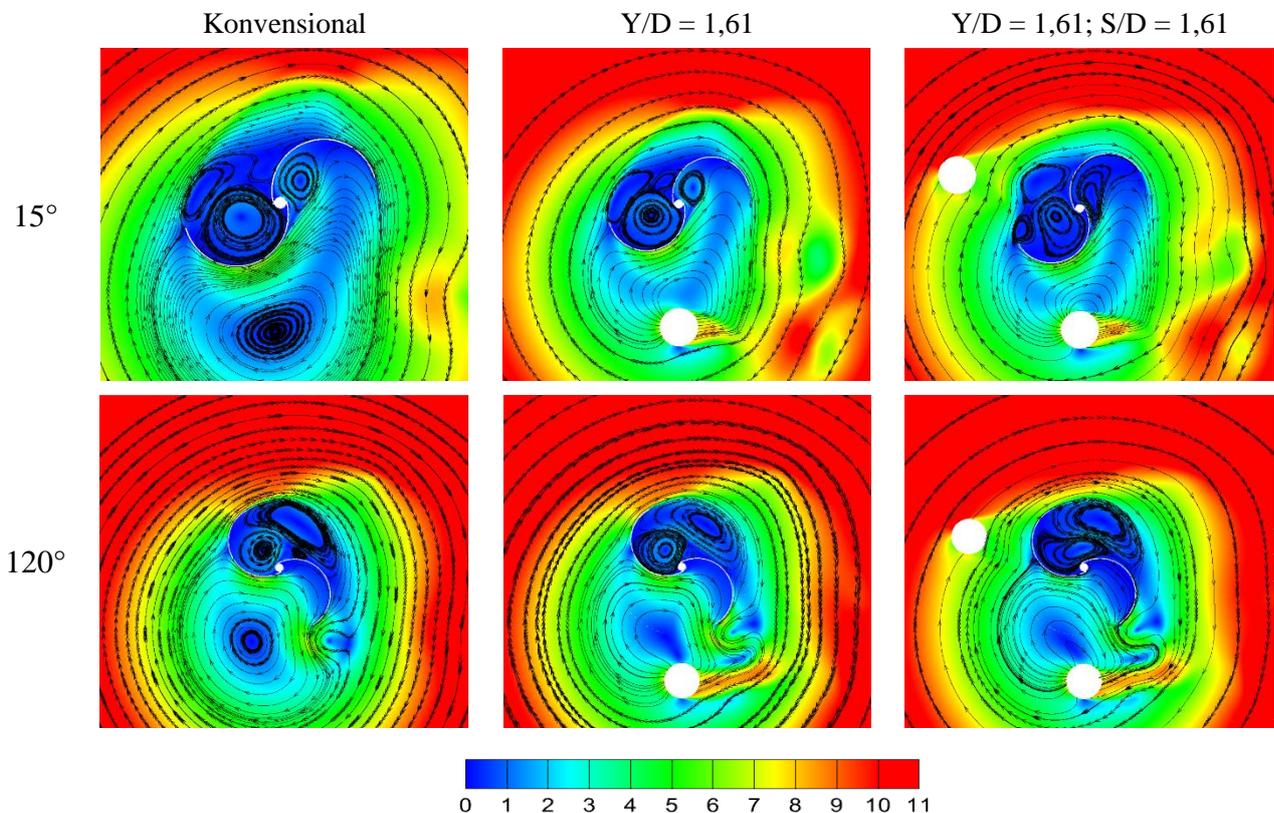


Gambar 4.21 Kontur Tekanan Turbin Angin Savonius Tiap Konfigurasi Penambahan Silinder pada TSR 1,0

Gambar 4.21 menunjukkan perbandingan kontur tekanan dari turbin angin Savonius konvensional dengan turbin angin Savonius dengan penambahan satu silinder konfigurasi $Y/D = 1,61$ dan penambahan dua silinder dengan konfigurasi $Y/D = 1,61$; $S/D = 1,61$ pada TSR 1,0. Pada sudut 15° posisi turbin terlihat pada kontur tekanan dari turbin angin Savonius di sekitar sisi cembung sudu *advancing* terdapat daerah dengan tekanan yang rendah.

Pada turbin dengan penambahan silinder dua silinder daerah dengan tekanan yang rendah di sisi cembung sudu *advancing* terlihat berkurang luasnya jika dibandingkan dengan turbin angin Savonius konvensional. Nilai minimum koefisien tekanan pada penambahan dua silinder mencapai $-4,5$ sedangkan pada penambahan satu silinder nilai minimum mencapai $-5,5$ dengan area lebih luas berwarna hijau muda. Hal ini mungkin terjadi akibat dari putaran turbin di TSR 1,0 sudah berputar dengan kecepatan tinggi dan daerah yang terdapat penyempitan laluan aliran udara sudah tidak dimanfaatkan dengan

baik. Terlihat pada kontur tekanan aliran berkecepatan tinggi yang mengenai sudut *advancing* lebih sedikit ditunjukkan dengan area tekanan rendah yang lebih sempit pada sisi cembung sudut *advancing*. Hal ini yang menyebabkan nilai C_m turun drastis jika dibandingkan dengan turbin konvensional tanpa silinder. Kemudian pada posisi sudut putar turbin 120° terlihat bahwa dengan penambahan silinder konfigurasi $Y/D = 1,61$; $S/D = 1,61$ terlihat daerah dengan nilai koefisien rendah terbentuk di daerah dimana terdapat aliran dengan kecepatan tinggi akibat dari efek *nozzle*. Akan tetapi daerah yang terbentuk tidak cukup rendah dibandingkan dengan turbin angin Savonius dengan penambahan silinder konfigurasi $Y/D = 1,61$. Nilai koefisien tekanan minimum mencapai $-6,5$ pada penambahan satu silinder dibandingkan dengan pada penambahan dua silinder nilai minimum hanya mencapai $-5,5$. Selain itu, terdapat daerah dengan nilai koefisien tekanan tinggi yang cukup luas dengan nilai koefisien tekanan sebesar $-0,5$ pada sisi cembung sudut *advancing* yang dapat mengakibatkan aliran menekan dan melawan putaran dari turbin sehingga mampu menurunkan nilai dari *coefficient of moment*.

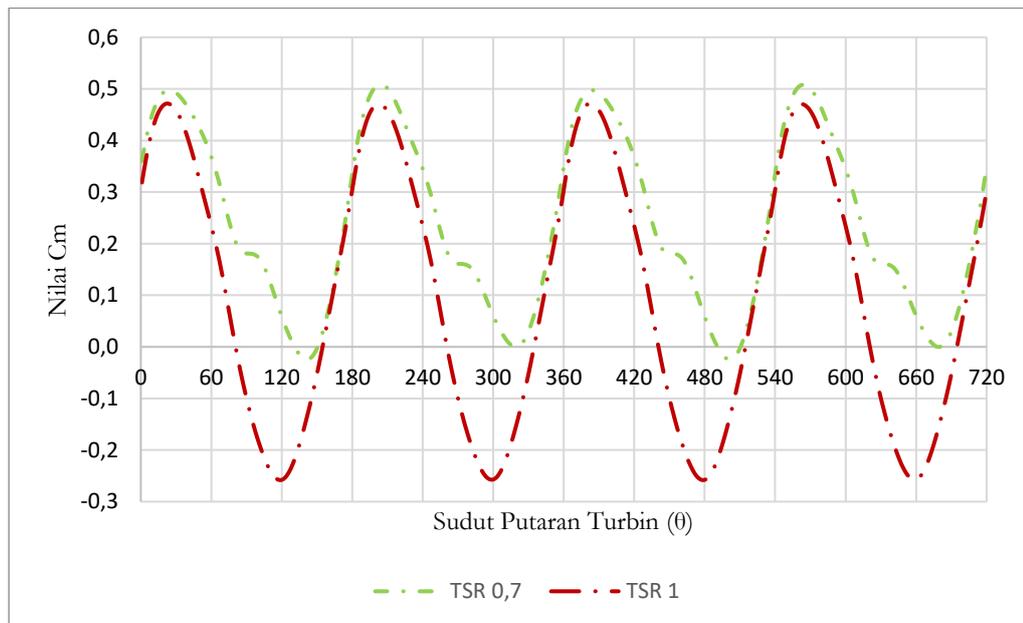


Gambar 4.22 Kontur Kecepatan Relatif Turbin Angin Savonius Tiap Konfigurasi Penambahan Silinder pada TSR 1,0

Gambar 4.22 menunjukkan kontur kecepatan relatif dari turbin angin Savonius dengan penambahan silinder di samping sudut *advancing* dan di depan sudut *returning* dengan variasi jarak $Y/D = 1,61$; $S/D = 1,61$ dibandingkan dengan turbin angin Savonius konvensional dan turbin angin Savonius dengan penambahan silinder di samping sudut *advancing* konfigurasi $Y/D = 1,61$. Pada sudut posisi turbin berada pada posisi sudut 15° aliran udara pada turbin angin Savonius konvensional menyentuh sisi cekung sudut *returning*. Sedangkan pada turbin angin dengan penambahan dua silinder $Y/D = 1,61$; $S/D = 1,61$ terlihat aliran udara tidak sampai menyentuh sisi cekung sudut *returning*. Akibat dari hal ini nilai C_m dari turbin dengan penambahan silinder di samping *advancing* dan di depan *returning* lebih menurun. Pada sudut 120° posisi turbin terlihat

bahwa aliran udara yang telah melewati sisi sudu *returning* kembali lagi menyentuh sisi cembung sudu *advancing* pada turbin dengan penambahan silinder variasi jarak $Y/D = 1,61$; $S/D = 1,61$. Aliran yang kembali menyentuh sisi sudu *advancing* ini akan mengakibatkan koefisien tekanan dari sisi cembung sudu *advancing* menjadi lebih besar dan melawan arah putaran turbin. Hal ini membuat nilai dari *coefficient of moment* dari turbin mengalami penurunan yang drastis.

4.3.2 Perbandingan Performa Turbin pada TSR 0,7 dan TSR 1,0

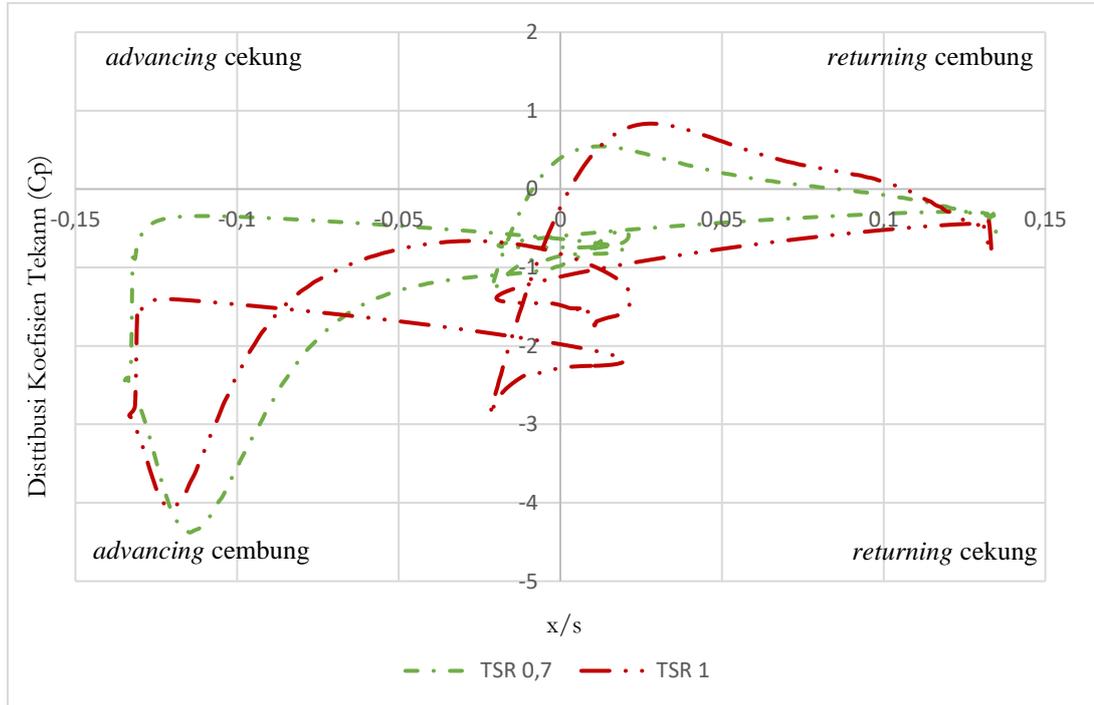


Gambar 4.23 Grafik perbandingan nilai *Coefficient of Moment* (C_m) terhadap sudut putar turbin variasi penambahan silinder $Y/D = 1,61$; $S/D = 1,61$ pada TSR 1,0

Gambar 4.23 menunjukkan perbandingan nilai *Coefficient of Moment* (C_m) pada sudut putar turbin pada turbin Savonius dengan konfigurasi penambahan dua silinder $Y/D = 1,6$; $S/D = 1,61$ pada TSR 0,7 dibandingkan dengan TSR 1. Nilai rata-rata *coefficient of moment* pada TSR 0,7 merupakan nilai kenaikan dibandingkan dengan turbin angin Savonius konvensional dan merupakan TSR optimum dari turbin dengan penambahan dua silinder. Sedangkan pada TSR 1 terdapat penurunan drastis performa turbin dibandingkan dengan turbin angin Savonius konvensional.

Penambahan silinder pengganggu dengan variasi rasio jarak $Y/D = 1,61$; $S/D = 1,61$ pada TSR 0,7 memiliki nilai *coefficient of moment* maksimum pada saat posisi turbin 30° dengan nilai sebesar 0,51 dan nilai minimum terdapat pada posisi turbin 135° dengan nilai sebesar -0,13423. Nilai C_m bernilai negatif pada saat sudut putar turbin berada antara 100° hingga 153° dan berada pada saat sudut putar turbin antara 290° hingga 333° . Sementara pada turbin angin penambahan dua silinder variasi jarak $Y/D = 1,61$; $S/D = 1,61$ pada TSR 1,0 memiliki nilai maksimum sebesar 0,47 pada sekitar sudut 30° . Sedangkan nilai minimum C_m berada pada posisi turbin 120° dengan nilai sebesar -0,25. Hasil Analisa dari grafik menunjukkan bahwa turbin dengan penambahan silinder di samping sudu *advancing* dan di depan sudu *returning* dengan variasi jarak $Y/D = 1,61$; $S/D = 1,61$ TSR 1,0 menurunkan performa dari turbin. Hal ini terlihat dengan turunnya nilai *coefficient of moment* maksimum dari grafik dan nilai *coefficient of moment*

minimum juga terlihat lebih menurun dibandingkan dengan turbin angin Savonius konvensional.



Gambar 4.24 Perbandingan Grafik Nilai *Coefficient of Pressure* (Cp) pada TSR 0,7 dan TSR 1,0 sudut 120° terhadap fungsi x/s pada konfigurasi penambahan silinder variasi $Y/D = 1,61$; $S/D = 1,61$

Gambar 4.24 menunjukkan perbandingan grafik distribusi koefisien tekanan dengan fungsi x/s pada turbin angin Savonius dengan penambahan silinder di samping sudu *advancing* dan di depan sudu *returning* dengan variasi jarak $Y/D = 1,61$; $S/D = 1,61$ TSR 0,7 dan TSR 1,0. Nilai koefisien tekanan diambil pada *azimuth angle* 120° . Grafik posisi x/s positif merupakan daerah sisi sudu *returning* dan pada x/s negative merupakan daerah sisi sudu *advancing*.

Turbin Savonius dengan penambahan silinder pengganggu dengan variasi jarak $Y/D = 1,61$; $S/D = 1,61$ TSR 0,7 pada sisi cembung sudu *advancing* mengalami penurunan hingga mencapai titik minimum nilai Cp sebesar -4,37 kemudian naik hingga mencapai maksimum pada nilai Cp sebesar -0,52. Kemudian pada sisi cekung sudu *returning* koefisien tekanan mengalami kenaikan hingga ujung pada ujung sisi *blade* tetapi mencapai nilai Cp sebesar -0,288. Koefisien tekanan kemudian meningkat hingga mencapai nilai positif maksimum sebesar 0,59 pada sisi cembung sudu *returning*. Selanjutnya di sisi cekung sudu *advancing* nilai koefisien tekanan meningkat hingga mencapai nilai Cp maksimum sebesar -0,34.

Sedangkan pada turbin Savonius dengan penambahan silinder pengganggu dengan variasi jarak $Y/D = 1,61$; $S/D = 1,61$ TSR 1,0 pada sisi cembung sudu *advancing* mengalami penurunan hingga mencapai titik minimum nilai Cp sebesar -4,05. Kemudian nilai koefisien tekanan naik hingga mencapai maksimum hingga mencapai sebesar -0,66. Pada sisi cekung sudu *returning* koefisien tekanan naik tetapi tetap berada pada nilai Cp negatif mencapai nilai Cp sebesar -0,44. Pada sisi cembung sudu *returning*, koefisien

tekanan naik hingga pada mencapai nilai C_p maksimum sebesar 0,83. Selanjutnya di sisi cekung sudu *advancing* nilai koefisien tekanan berada pada nilai C_p sebesar -1,40.

Berdasarkan analisa grafik penambahan silinder pengganggu di dekat sudu *advancing* dan di depan sudu *returning* pada variasi jarak $Y/D = 1,61$; $S/D = 1,61$ pada TSR 1,0 terlihat tekanan di sisi cekung *advancing* lebih turun dibandingkan pada TSR 0,7. Akan tetapi nilai koefisien tekanan di sisi cembung *advancing* pada TSR 1 mengalami peningkatan signifikan hingga nilai tekanan jauh lebih besar dibandingkan dengan TSR 0,7. Sehingga nilai selisih tekanan dari sisi cekung dan cembung sudu *advancing* menjadi turun dan nilai dari gaya drag di sudu *advancing* menjadi turun. Kemudian pada sudu *returning* terjadi kenaikan koefisien tekanan pada sisi tekanan di sisi cembung pada TSR 1,0 dan koefisien tekanan di sisi cembung lebih turun dibandingkan dengan TSR 0,7. Hal ini membuat selisih antara koefisien tekanan bagian cembung dan cekung pada sudu akan menurun dan membuat penurunan selisih gaya drag dari turbin. Akibatnya terjadi penurunan torsi positif dan menurunkan daya yang dihasilkan oleh turbin.

BAB 5

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan mengenai studi numerik turbin angin Savonius dengan penambahan silinder di samping sudu *advancing* variasi jarak (Y/D) sebesar 1,61 dan 1,71. Serta turbin angin Savonius dengan penambahan silinder di samping sudu *advancing* dan di depan sudu *returning* dapat diambil kesimpulan dari penelitian studi numerik bahwa :

1. Turbin angin Savonius dengan penambahan satu silinder di samping sudu *advancing* dapat memberikan peningkatan performa turbin angin Savonius. Pada variasi jarak $Y/D = 1,61$ terjadi peningkatan performa sebesar 13,3% dan untuk variasi jarak $Y/D = 1,71$ terjadi peningkatan performa sebesar 5,85 %. Sedangkan pada turbin angin Savonius dengan penambahan silinder di samping sudu *advancing* dan di depan sudu *returning* dapat memberikan pengaruh pada performa turbin dengan variasi $Y/D = 1,61$; $S/D = 1,61$ terjadi peningkatan sebesar 4 %. Sedangkan untuk variasi jarak $Y/D = 1,71$; $S/D = 1,71$ terjadi peningkatan sebesar 2,4 %. Akan tetapi peningkatan performa hanya terjadi pada TSR rendah.
2. Turbin angin Savonius konfigurasi pertama dengan penambahan silinder di samping sudu *advancing* pada variasi jarak $Y/D = 1,61$ dan $Y/D = 1,71$ memiliki nilai *coefficient of power* tertinggi pada saat TSR 0,8. Turbin angin Savonius konfigurasi kedua dengan penambahan silinder di samping sudu *advancing* dan di depan sudu *returning* pada variasi jarak $Y/D = 1,61$; $S/D = 1,61$ dan $Y/D = 1,71$; $S/D = 1,71$ memiliki nilai *coefficient of power* tertinggi pada TSR 0,7
3. Penambahan silinder pengganggu di samping sudu *advancing* membuat adanya penyempitan aliran daerah aliran seperti efek nozzle dan menyebabkan peningkatan kecepatan pada *attached flow* di sisi cembung sudu *advancing*. Sehingga tekanan yang ada di sisi cembung *advancing* mengalami penurunan. Fenomena ini mengakibatkan peningkatan gaya *drag* terjadi pada sudu *advancing*. Gaya *drag* yang meningkat dapat menyebabkan torsi positif meningkat dan daya yang dihasilkan turbin akan meningkat. Penambahan silinder pengganggu di samping *advancing* dan di depan sudu *returning* dilihat dari kontur aliran dan kecepatan membuat adanya daerah penyempitan laluan aliran di dekat sisi sudu *advancing* dan mampu menurunkan tekanan pada sisi sudu *returning* akibat dari penambahan silinder di depan sudu *returning*. Hal ini membuat performa dari turbin meningkat tetapi hanya pada TSR rendah. Terdapat aliran yang kembali menyentuh sudu *advancing* setelah melewati sisi sudu *returning* membuat performa turbin menurun pada saat TSR tinggi.

5.2 Saran

Adapun saran dan rekomendasi yang dapat diberikan terhadap kemajuan penelitian lebih lanjut sebagai berikut :

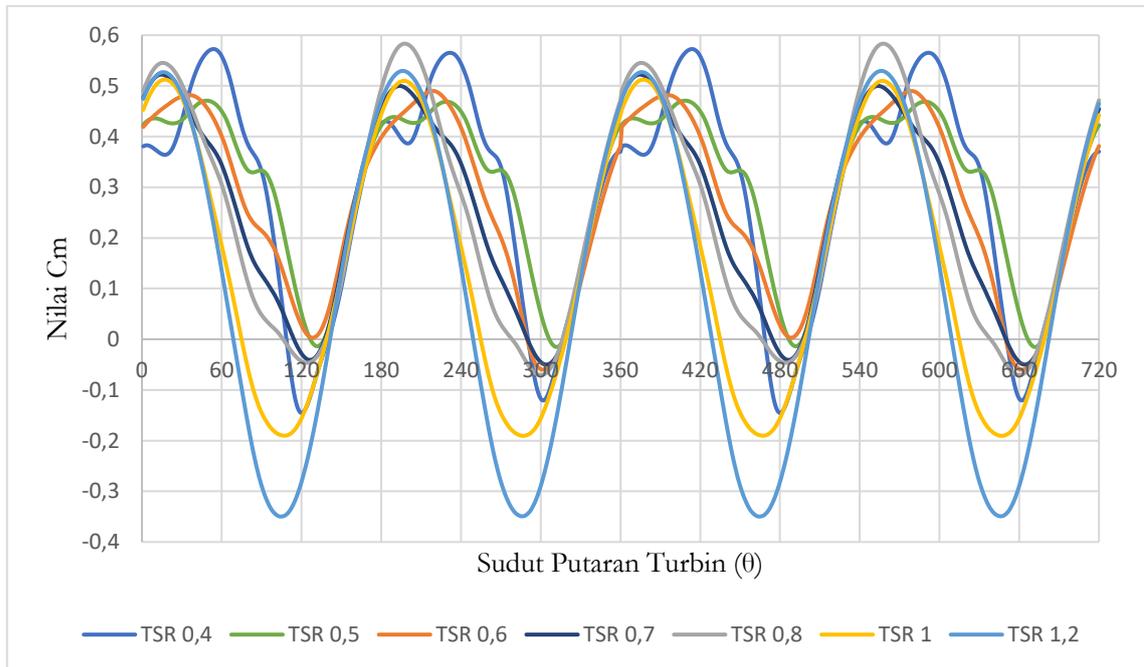
1. Penelitian lebih lanjut diperlukan menggunakan studi numerik dengan pemodelan tiga dimensi untuk mendapatkan fenomena-fenomena yang lebih detail dengan kondisi.
2. Penelitian lebih lanjut penambahan dua silinder di samping sudu *advancing* (Y/D) dan di depan sudu *returning* (S/D) dengan konfigurasi variasi peletakan Y/D dan S/D yang berbeda diperlukan untuk mendapatkan hasil yang lebih optimal.

DAFTAR PUSTAKA

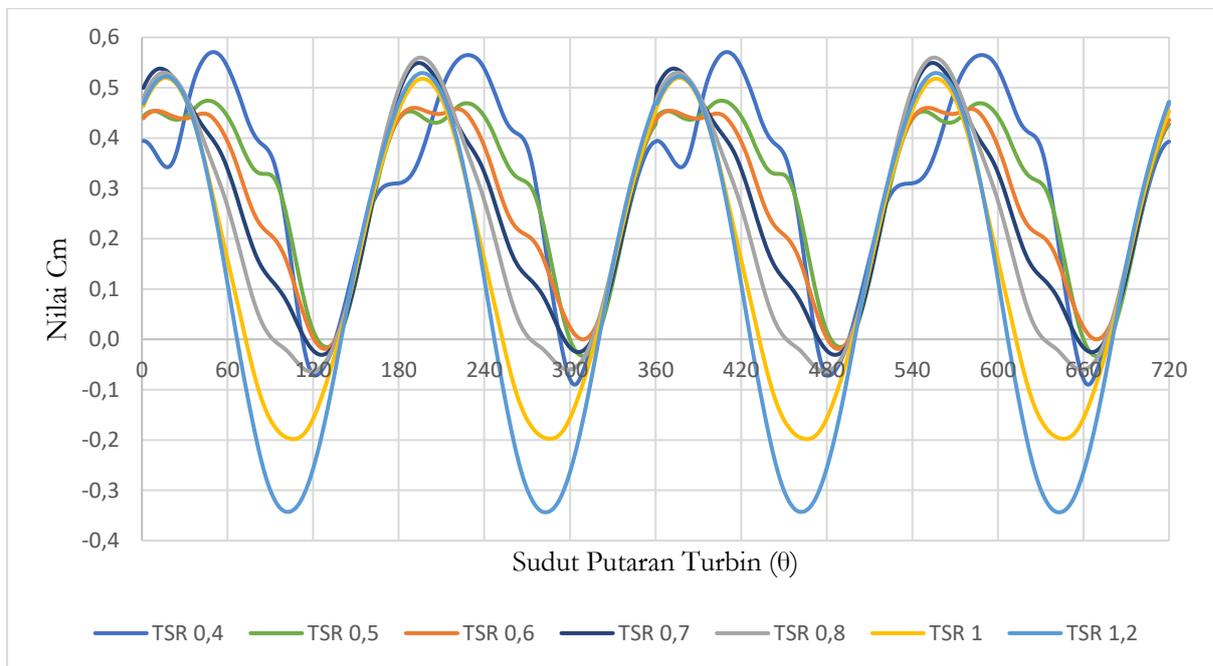
- Altan, B. D., Atilgan, M., & Özdamar, A. (2008). An experimental study on improvement of a Savonius rotor performance with curtaining. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 32(8), 1673–1678. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2008.06.006>
- Badan Pengkajian dan Penerapan Teknologi (BPPT). (2021). OUTLOOK ENERGI INDONESIA 2021 Perspektif Teknologi Energi Indonesia: Tenaga Surya untuk Penyediaan Energi Charging Station. In *Pusat Pengkajian Industri Proses dan Energi (PPIPE) Badan Pengkajian dan Penerapan Teknologi (BPPT)*.
- Dewan, A., Gautam, A., & Goyal, R. (2021). Materials Today : Proceedings Savonius wind turbines : A review of recent advances in design and performance enhancements. *Materials Today: Proceedings*, 47, 2976–2983. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2021.05.205>
- Dewan Energi Nasional (DEN). (2020). *Bauran Energi Nasional 2020*. Dewan Energi Nasional - Sekretariat Jenderal.
- Dewi, R. M. (2021). *Studi Eksperimen Peningkatan Kinerja Turbin Angin Savonius dengan Penempatan Silinder Sirkular sebagai Pengganggu di Depan Returning Blade Turbin “Studi Kasus untuk Ukuran Silinder Pengganggu $d/D = 0,2$; $S/D = 1,3$; pada Kecepatan Angin = 4, 5, 6, 7, 8*.
- Mierzejewska, P. C., & Jodko, D. (2018). *Influence of the Diffuser on the Drag Coefficient of a Solar Car of a Solar Car*. February 2019. <https://doi.org/10.2478/mme-2018-0041>
- Pritchard, P. ., Leylegian, J. ., Fox, R., & McDonald, A. (2011). *Fox and McDonald’s introduction to fluid mechanics* (8th Editio). John Wiley and Son Inc.
- 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 and Mechatronics Engineering*, 19(5), 115–125.
- Setiawan, P. A., Yuwono, T., & Widodo, W. A. (2019). Flow Analysis of a Circular Cylinder on the Savonius Hydrokinetic Turbine Performance Placed the Side of Advancing Blade. *International Journal of Mechanical & Mechatronics Engineering IJMME-IJENS*, 19(06), 41.
- Syarifah, L. (2022). *Studi Numerik Turbin Angin Savonius Tipe Bach dengan Variasi Overlap dan Panjang Plat yang Bertumpuk*.
- Triyogi, Y., 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>
- Tsutsui, T., & Igarashi, T. (2002). Drag reduction of a circular cylinder in an air-stream. *Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 90(1), 527–541. [https://doi.org/https://doi.org/10.1016/S0167-6105\(01\)00199-4](https://doi.org/https://doi.org/10.1016/S0167-6105(01)00199-4)
- Worasinchai, S., & Suwannakij, K. (2018). *Performance characteristics of the Savonius turbine Performance characteristics of the Savonius turbine*.

<https://doi.org/10.1088/1757-899X/297/1/012056>

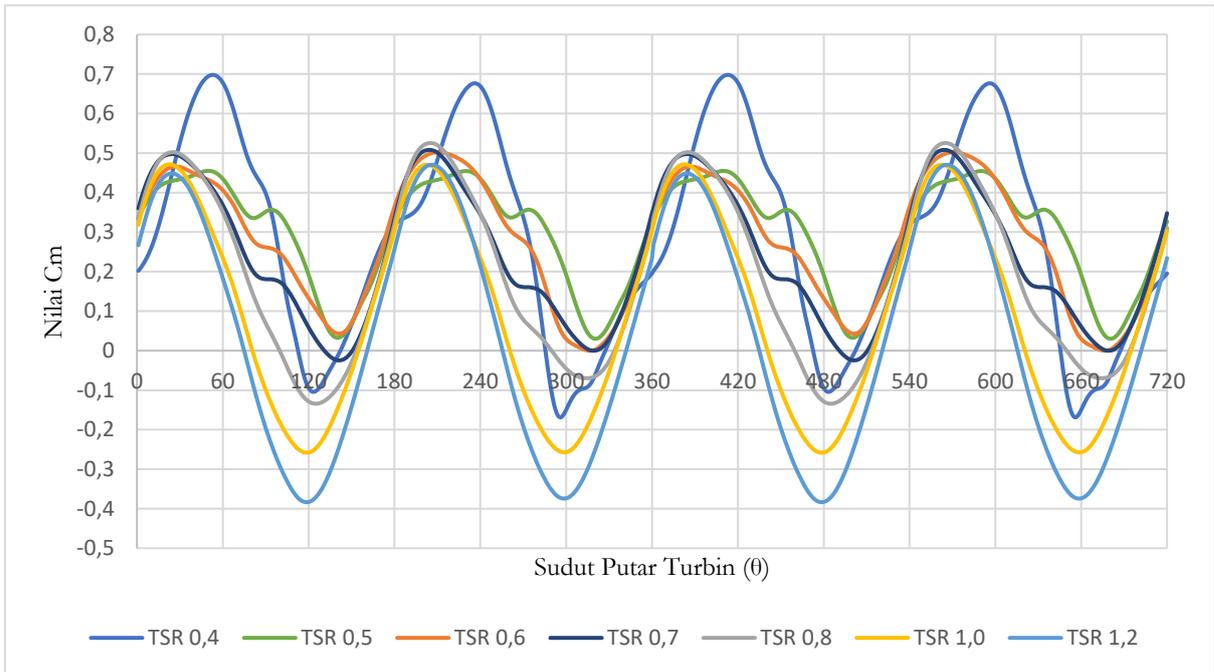
LAMPIRAN



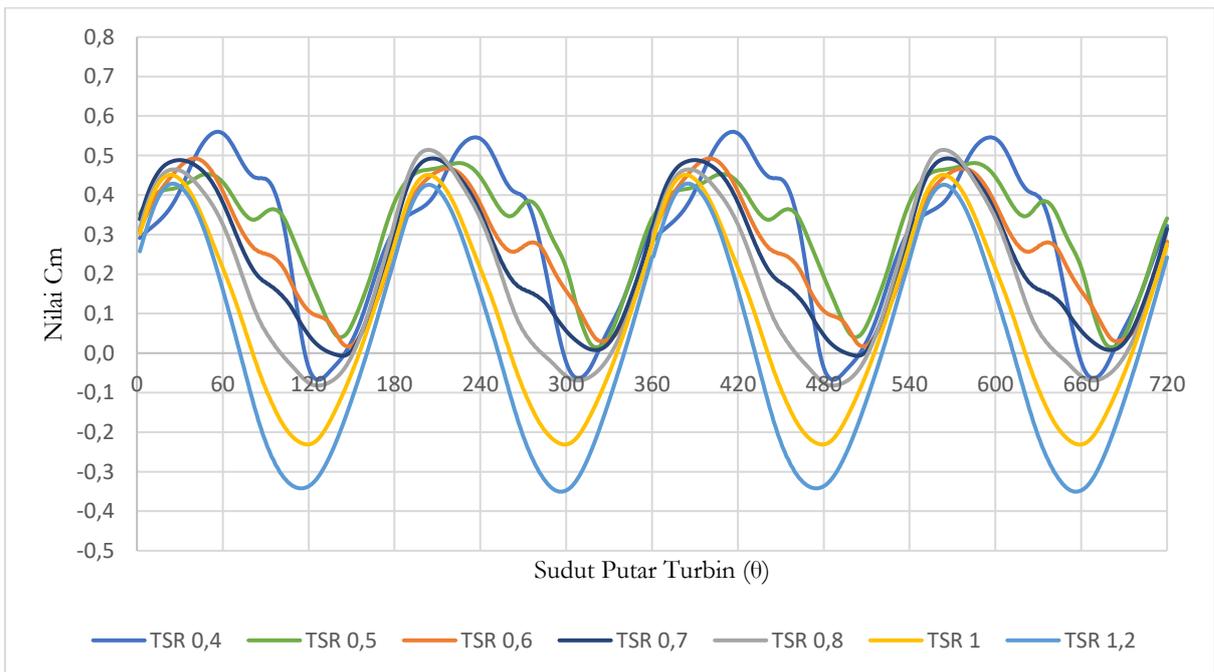
Gambar 1 Grafik Perbandingan Nilai *Coefficient of Moment* (C_m) terhadap sudut putar turbin pada konfigurasi penambahan silinder $Y/D = 1,61$



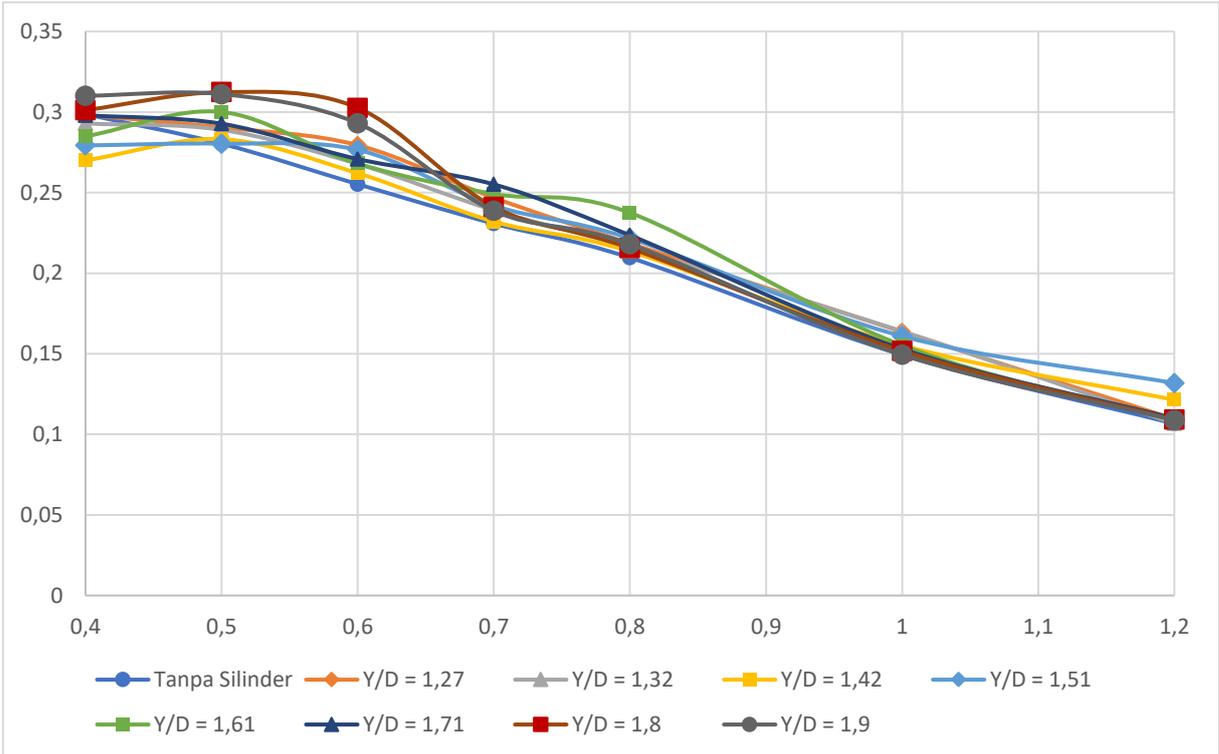
Gambar 2 Grafik Perbandingan Nilai *Coefficient of Moment* (C_m) terhadap sudut putar turbin pada konfigurasi penambahan silinder $Y/D = 1,71$



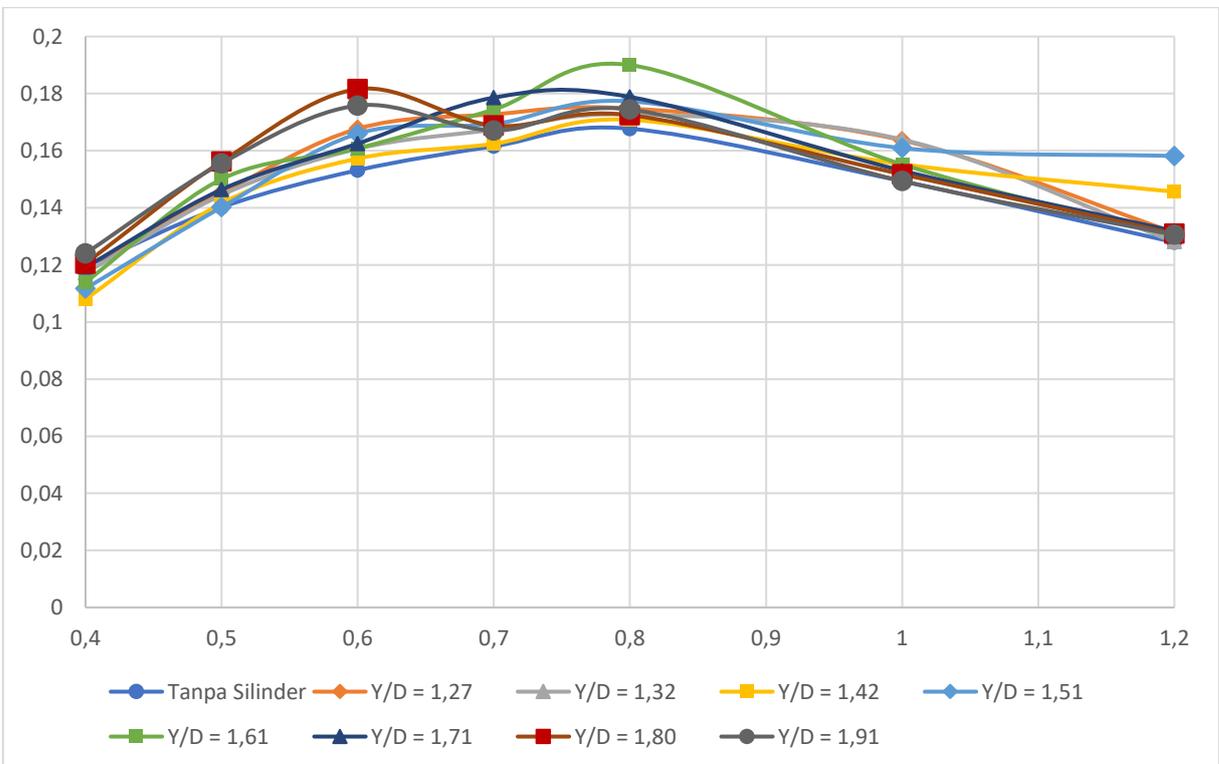
Gambar 3 Grafik Perbandingan Nilai *Coefficient of Moment* (Cm) terhadap sudut putar turbin pada konfigurasi penambahan silinder $Y/D = 1,61$; $S/D = 1,61$



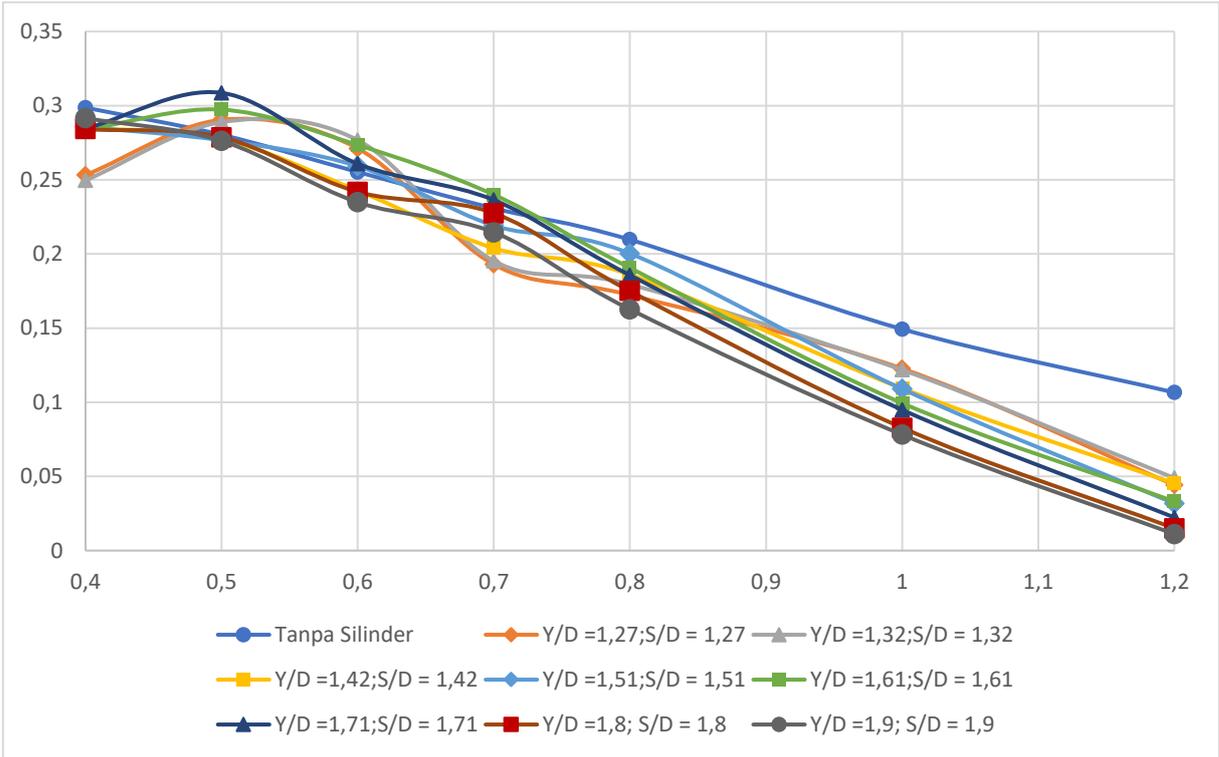
Gambar 4 Grafik Perbandingan Nilai *Coefficient of Moment* (Cm) terhadap sudut putar turbin pada konfigurasi penambahan silinder $Y/D = 1,71$; $S/D = 1,71$



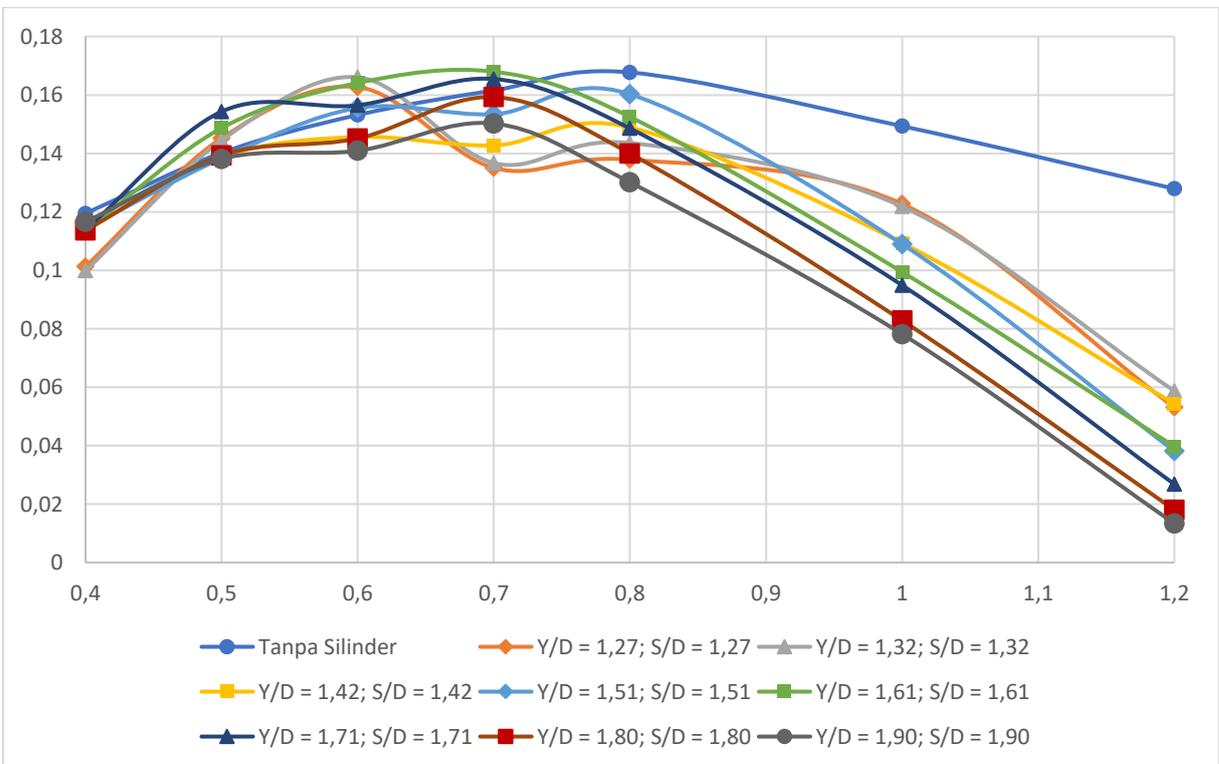
Gambar 5 Grafik Perbandingan *Coefficient of Moment* Turbin Savonius dengan Penambahan Satu Silinder Pengganggu Variasi Y/D terhadap TSR



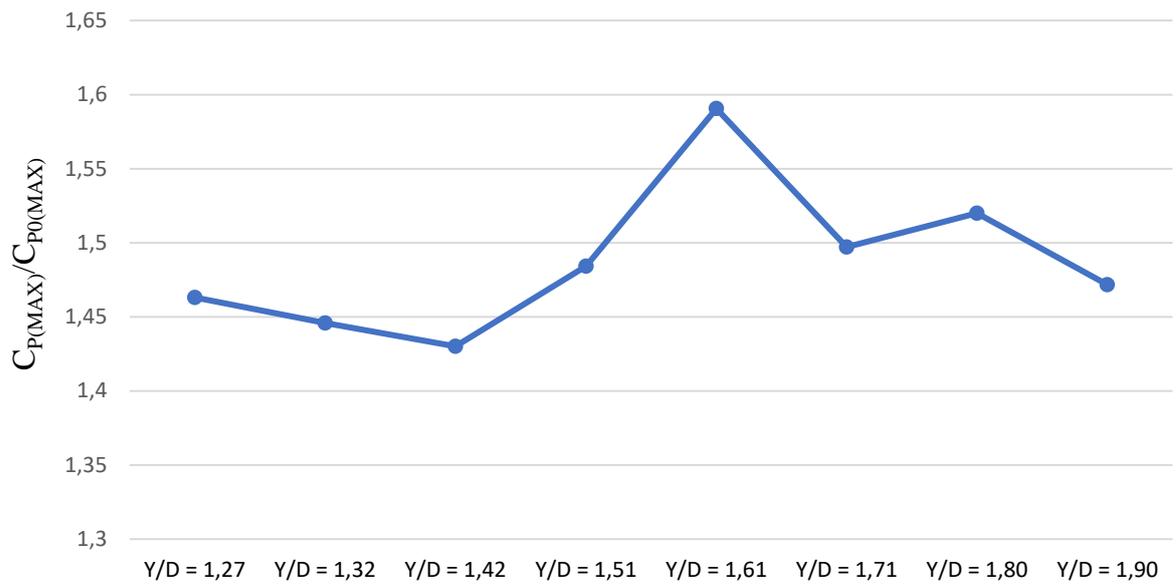
Gambar 6 Grafik Perbandingan *Coefficient of Power* Turbin Savonius dengan Penambahan Satu Silinder Pengganggu Variasi Y/D terhadap TSR



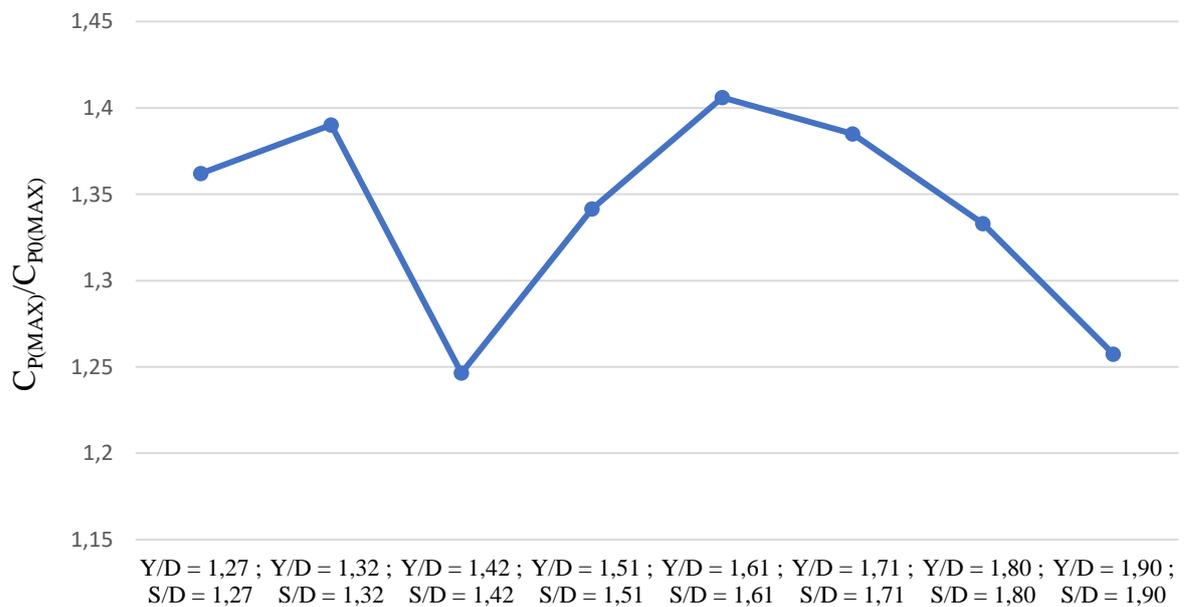
Gambar 7 Grafik Perbandingan *Coefficient of Moment* Turbin Savonius dengan Penambahan Dua Silinder Pengganggu Variasi Y/D;S/D Terhadap TSR



Gambar 8 Grafik Perbandingan *Coefficient of Power* Turbin Savonius dengan Penambahan Dua Silinder Pengganggu Variasi Y/D;S/D Terhadap TSR



Gambar 9 Grafik Perbandingan *Coefficient of Power* antara Turbin Savonius dengan Penambahan Satu Silinder Pengganggu Variasi Y/D;S/D Terhadap Turbin Savonius Konvensional (CoP_{max}/CoP_{0max})



Gambar 10 Grafik Perbandingan *Coefficient of Power* antara Turbin Savonius dengan Penambahan Dua Silinder Pengganggu Variasi Y/D;S/D Terhadap Turbin Savonius Konvensional (CoP_{max}/CoP_{0max})

BIODATA PENULIS



Fauzan Ichsanul Rahman lahir di Sukoharjo, 20 Oktober 1999 merupakan anak sulung dari dua bersaudara dari pasangan Esthi Widodo dan Sri Sugiyatmi. Riwayat akademik Penulis dimulai dari jenjang Sekolah Dasar di MI Negeri Sukoharjo hingga tahun 2012, kemudian melanjutkan ke jenjang Sekolah Menengah Pertama di SMP Negeri 1 Sukoharjo hingga tahun 2015, kemudian melanjutkan ke jenjang Sekolah Menengah Atas di SMA Negeri 1 Surakarta hingga tahun 2018. Penulis melanjutkan studi ke jenjang Perguruan Tinggi di Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya sejak tahun 2018 hingga 2022.

Selama menempuh perkuliahan, penulis aktif mengikuti kegiatan akademik maupun non-akademik. Penulis aktif mengikuti organisasi dan pengembangan bakat melalui Tim Barunastra ITS sejak tahun pengurusan 2019-2020 menjadi *External Relation & Sponsorship* dan menjadi *Non-Technical Manager* pada tahun pengurusan 2020-2021. Pengalaman bersama Barunastra ITS membuat penulis mampu menjuarai berbagai kejuaraan nasional Nasional dan Internasional. Penulis memperoleh Juara II dan *Best Design* Lomba Kapal Cepat Tak Berawak Nasional (KKCTBN) 2019, Juara I Lomba Kapal Cepat Tak Berawak Nasional (KKCTBN) 2020 dan *International Roboat Competition (IRC)* 2021 bersama Tim Barunastra ITS. Beberapa pelatihan juga penulis tempuh seperti, LKMM Pra-TD 2018, LKMW-TD 2018, LKMM-TD 2019, dan beberapa seminar lainnya. Kemudian penulis juga tergabung sebagai anggota lab dari Laboratorium Mekanika dan Mesin Fluida serta berkesempatan untuk menjadi asisten praktikum Mata Kuliah Mekanika Fluida Dasar I dan II selama tiga semester. Pada tahun 2021, penulis berkesempatan melaksanakan Kerja Praktek di PT Petrokimia Gresik sebagai *Maintenance Engineer* selama satu bulan. Pada akhirnya, pada tahun 2022 penulis menyelesaikan Tugas Akhir dengan judul “Studi Numerik Pengaruh Penambahan Silinder Pengganggu di Depan Sudu Returning (S/D) dan Silinder di Samping Sudu Advancing (Y/D) Terhadap Peningkatan Performa Turbin Savonius” dengan harapan memberikan manfaat untuk perkembangan Ilmu Pengetahuan dan Teknologi. Sehubungan dengan hasil penelitian yang dilakukan, untuk kritik dan saran dapat disampaikan kepada penulis melalui alamat email fauzanichsan09@gmail.com