



TUGAS AKHIR - TM141585

**STUDI EKSPERIMEN PENGARUH SILINDER SINGKULAR
SEBAGAI PENGANGGU ALIRAN DI DEPAN SISI RETURNING
BLADE TERHADAP PERFORMA TURBIN ANGIN TIPE
SAVONIUS**

“Studi Kasus $(d/D) = 0,75$; Jarak $S/D = 1,5 \leq S/D \leq 2,4$;
dengan Bilangan Reynolds = $3,0 \times 10^4$; $6,0 \times 10^4$; dan $9,0 \times 10^4$ “

DANIEL FERNANDO
NRP. 2112100095

Dosen Pembimbing
Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2017



TUGAS AKHIR - TM141585

**EXPERIMENTAL STUDIES ON THE EFFECT OF CIRCULAR
CYLINDER AS FLOW DISTURBANCE NEXT TO RETURNING
BLADE AGAINST THE PERFORMANCE OF WIND TURBINE
TYPE SAVONIUS**

“Case Study for Comparison $d/D = 0.75$; Interval $S/D = 1.5 < S/D < 2.4$; Reynolds Number = 3×10^4 , 6×10^4 and 9×10^4 ”

DANIEL FERNANDO
NRP. 2112100095

Dosen Pembimbing
Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2017

**STUDI EKSPERIMEN PENGARUH SILINDER
SIRKULAR SEBAGAI PENGANGGU ALIRAN DI DEPAN
SISI RETURNING BLADE TERHADAP PERFORMA
TURBIN ANGIN TIPE SAVONIUS**

“Studi Kasus (d/D) = 0,75; (S/D) = 1,5 \leq S/D \leq 2,4 dan Bilangan
Reynolds = $3,0 \times 10^4$, $6,0 \times 10^4$ dan $9,0 \times 10^4$ ”

TUGAS AKHIR

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

Oleh :

DANIEL FERNANDO

NRP. 2112 100 095

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yurwono, DEA (Pembimbing)
NIP. 196001291987011001
2. Prof. Ir. Sutardi M.Eng., PhD. (Penguji I)
NIP. 19641228199031002
3. Dr. Wawan Aries Widodo, ST., MT. (Penguji II)
NIP. 19710405199702100
4. Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT. (Penguji III)
NIP. 196202161995121001

SURABAYA

JANUARI, 2017

**STUDI EKSPERIMEN PENGARUH SILINDER
SIRKULAR SEBAGAI PENGGANGGU ALIRAN DI
DEPAN SISI *RETURNING BLADE* TERHADAP
PERFORMA TURBIN ANGIN TIPE SAVONIUS**

“Studi Kasus untuk Perbandingan $d/D = 0.75$; Jarak $S/D = 1.5 \leq S/D \leq 2.4$; Bilangan Reynolds = 3×10^4 , 6×10^4 dan 9×10^4 ”

Nama Mahasiswa : Daniel Fernando
NRP : 2112100095
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Prof. Dr.Ir. Triyogi Yuwono, DEA

ABSTRAK

Indonesia merupakan Negara maritim yang memiliki banyak pesisir. Dengan rata – rata kecepatan angin di kisaran 3,7 – 7 m/s, maka penggunaan pembangkit listrik tenaga angin cukup ideal bila dilakukan. Turbin angin yang memadai untuk kondisi angin seperti ini adalah turbin angin Savonius. Turbin Savonius bekerja dikarenakan gaya hambat yang bekerja pada sudu-sudu turbin. Selisih gaya hambat yang bekerja pada kedua sudu turbin yaitu *returning* dan *advancing blade* mengakibatkan timbulnya torsi pada turbin. Jika selisih torsi dan gaya hambat semakin besar, maka daya yang dihasilkan akan semakin besar pula. Penelitian kali ini mengenai peningkatan performan Turbin Savonius dengan cara menambahkan silinder pengganggu di depan *returning blade* untuk mengurangi gaya hambat pada *returning blade*.

Penelitian ini dilakukan secara eksperimen menggunakan *Blower* sebagai penghasil sumber angin. Benda uji berupa Turbin Savonius dua sudu dengan diameter sudu (D) 101,6 mm, tinggi (H) 300 mm, diameter turbin 190,2 mm dan diameter overlap 13 (a) mm . Untuk meningkatkan performa dari turbin, maka

ditambahkan sebuah pengganggu berupa silinder sirkular dengan diameter (d) 76,2 mm dan tinggi 500 mm di depan *returning blade* untuk mengurangi gaya hambat yang terjadi. Penelitian ini dilakukan dengan menggunakan variasi jarak S/D antara 1,5 – 2,4 dan menggunakan bilangan Reynolds sebesar 3×10^4 , 6×10^4 dan 9×10^4 , nilai bilangan Reynolds didapatkan berdasarkan perhitungan kecepatan *free stream* dan panjang karakteristik dari turbin angin ($2D - a$). Untuk pengukuran kecepatan aliran angin digunakan Anemometer, sedangkan pengukuran torsi statis dilakukan menggunakan alat *Torquemeter*. Putaran turbin dapat diukur menggunakan *tachometer* dan torsi dinamis dapat diukur dengan menggunakan mekanisme *brake dynamometer*. Dari putaran dan torsi dinamis ini, nantinya akan diperoleh berapa besar daya yang dihasilkan oleh turbin angin Savonius.

Hasil yang didapat dari penelitian ini adalah penggunaan silinder pengganggu yang diletakkan di depan *returning blade* terbukti efektif dalam meningkatkan performa turbin angin Savonius. Hal ini ditandai dengan putaran dari turbin Savonius memiliki kenaikan maksimal sampai 1,9 kali dari putaran turbin tanpa pengganggu pada $Re = 3 \times 10^4$; torsi statis memiliki kenaikan maksimal sampai 1,74 kali dari torsi statis turbin tanpa pengganggu pada $Re = 9,0 \times 10^4$ dan *Coefficient of Power* memiliki kenaikan maksimal sampai 13,35 pada $Re = 3 \times 10^4$. Selain itu, variasi jarak S/D yang diteliti berpengaruh terhadap performa turbin Savonius. Untuk semua bilangan Reynolds yang digunakan dalam penelitian ini didapatkan bahwa jarak $S/D = 1,6$ terbukti efektif meningkatkan performa turbin Savonius yang digunakan dalam penelitian ini. Hal ini ditandai dengan nilai puncak (*peak value*) dari putaran, torsi statis dan *Coefficient of Power* turbin.

Kata kunci: Turbin Savonius, silinder pengganggu, coefficient of performance, bilangan Reynolds, perbandingan jarak S/D

**EXPERIMENTAL STUDIES ON THE EFFECT OF
CIRCULAR CYLINDER AS FLOW DISTURBANCE
NEXT TO RETURNING BLADE AGAINST THE
PERFORMANCE OF WIND TURBINE TYPE
SAVONIUS**

“Case Study for Comparison $d/D = 0.75$; Interval $S/D = 1.5 \leq S/D \leq 2.4$; Reynolds Number = 3×10^4 , 6×10^4 and 9×10^4 ”

Name : Daniel Fernando
NRP : 2112100095
Department : Mechanical Engineering FTI-ITS
Adivosry : Prof. Dr.Ir. Triyogi Yuwono, DEA

ABSTRACT

Indonesia is one of the country that has many natural resources, which could be use as energy resources for sustaining life. Along with time, natural resources availability is decreasing, such as fossil's energy and coal. To solve this problem, a research is needed to get a new renewable energy. One of the alternative energy that has not been used optimally is wind energy. By placing the cylinder in front of the returning blade of Savonius turbine as an obstacle, the Savonius wind turbine performance is expected to be increased. It is the objective of this research.

This research is experimentally carried out by using blower as producer of source of wind. The experimental object is Savonius Turbin with two blades, the diameter (D) of which is 101,6 mm and height (H) 300 mm. To increase turbine performance, it needs to insert a disturbance, namely circular cylinder with 76,2 mm in diameter and 500 mm in height, in front of returning blade to minimize drag that occurs. This research is carried out by using interval variation S/D between 1,5 – 2,4 and Reynolds number amounting to 3×10^4 , 6×10^4 dan 9×10^4 , the value of Reynolds number is obtained based on the calculation of speed of free stream and length of characteristic of wind turbine

(2D – a). In order to measure the speed of wind currents, it uses Anemometer, while to measure static torsion is Torquemeter. The turbine spin can be measured by using tachometer and dynamic torsion by using mechanism of brake dynamometer. From these spin and dynamic torsion, the amount of power produced by wind turbine of Savonius will be obtained.

The result achieved from this research is the use of disturbing cylinder placed next to returning blade is proven effective in enhancing the performance of wind turbine type Savonius. This is indicated by spin of Savonius turbine which has maximum rise until 1,9 times of spin of turbine without disturber at $Re = 3 \times 10^4$; static torsion has maximum rise at 1,74 times of static torsion of turbine without disturber at $Re = 9,0 \times 10^4$ and Coefficient of Power has maximum rise until 13,35 times at $Re = 3 \times 10^4$. In addition, interval variation of S/D researched gives effect to the performance of Savonius turbine. For all Reynolds numbers used in this research, it is obtained that interval of S/D = 1,6 is proven effective to enhance the performance of Savonius turbine used in this research. This is indicated by the peak value of the spin, static torsion and Coefficient of Power of turbine.

Keywords: Savonius Turbibe, disturbing cylinder, coefficient of performance, Reynolds numbers, comparison of interval of S/D

KATA PENGANTAR

Puji syukur kepada Tuhan Yesus Kristus, atas berkat anugrah dan pertolongan-Nya penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini dengan baik dan tepat waktu. Tugas Akhir ini disusun sebagai syarat kelulusan pendidikan Sarjana S-1 di Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Penyusunan Tugas Akhir ini dapat terlaksana dengan baik karena bantuan dari berbagai pihak. Pada kesempatan ini penulis ingin mengucapkan terima kasih kepada :

1. Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA yang selalu memberikan bimbingan, arahan serta menjadi panutan bagi penulis dalam mengerjakan Tugas Akhir ini.
2. Orang tua penulis, Bapak Sudirman Simarmata dan Ibu Miduk Mariati atas segala doa, semangat dan bantuannya serta kepada kedua kakak perempuan, Nia Rusti Veronika dan Maria Lina Wati yang telah memberikan segala hal dan juga kepada abang ipar Reynaldo yang telah memberikan bantuan dalam hal apapun pada pengerjaan tugas akhir ini,
3. Prof. Ir. Sutardi M.Eng., PhD., Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT., selaku dosen penguji yang telah memberikan saran dan kritik kepada penulis untuk Tugas Akhir ini.
4. Dr. Wawan Aries Widodo, ST., MT. selaku dosen penguji serta dosen pembimbing kerja praktek yang telah banyak memberikan ilmu dalam berbagai hal baik pelajaran maupun kehidupan.
5. Prof. Dr. Ir. Wajan Berata, DEA., selaku dosen wali penulis, serta seluruh dosen dan karyawan Jurusan Teknik Mesin FTI ITS. Terima kasih atas ilmu dan bimbingannya selama ini.
6. Teman-teman Savonius kelompok 2 dan kelompok 1. Retno, Tegar, Muhtadi, Adi, Irfan, Yoga, Fira, Boy, Wilis, Riva, Wahid, Adro dan Satria. Terima kasih atas

bantuan, keluh kesah, perselisihan dan semangatnya selama mengerjakan tugas akhir ini.

7. Rekan – rekan Kolak, Gilas, Irfan, Riva, Azis, Satria, Riva, Faisal, Doni, Fian dan alm Laudy. Terima kasih sudah menemani penulis dan berbagi suka maupun duka selama ini dan semoga kita dapat bertemu di puncak kesuksesan.
8. Digna margareth rismauli simatupang yang telah banyak membantu serta menjadi rekan berbagi serta pemberi semangat selama ini.
9. Arek – arek Tapanuli's brotherhood yang telah menjadi teman bercanda, berbagi keluh kesah dan olahraga selama ini.
10. M55, Budals (bengkelers 2012), Divisi Roda 4 Bertenaga dari berbagai angkatan dan Tim SC 2015. Yang telah menjadi keluarga kecil penulis selama menempuh pendidikan di Teknik Mesin ITS.
11. Fandy, Dayat ramadhan dan Budhita yang telah memberikan ilmu pelajaran dan kehidupan sehingga penulis mampu beradaptasi dengan kehidupan kampus yang baru.
12. Internazionale Milano yang telah memberikan semangat dan jati diri kepada penulis. Pazza Inter.
13. Seluruh keluarga penulis dan orang-orang yang tidak bisa penulis sebutkan satu persatu.

Dengan segala keterbatasan kemampuan dan pengetahuan penulis, penulisan Tugas Akhir ini jauh dari sempurna. sehingga, penulis bersedia menerima kritik dan saran dari berbagai pihak sehingga tugas akhir ini dapat bermanfaat bagi semua pihak.

Surabaya, Januari 2017

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL

LEMBAR PENGESAHAN

ABSTRAK.....i

ABSTRACT.....iii

KATA PENGANTAR.....v

DAFTAR ISI.....vii

DAFTAR GAMBAR.....xii

DAFTAR TABEL.....xvi

BAB 1 PENDAHULUAN.....1

1.1. Latar Belakang.....1

1.2. Rumusan Masalah.....5

1.3. Batasan Masalah.....7

1.4. Tujuan Penelitian.....8

BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA.....7

2.1 Turbin Angin.....9

2.1.1 *Horizontal Axis Wind Turbine*
(HAWT).....10

2.8.2	<i>Vertical Axis Wind Turbine</i>	11
(VAWT)		
2.2	Turbin Angin Savonius	12
2.3	Gaya <i>Drag</i>	13
2.4	Bilangan Reynolds	15
2.5	<i>Coefficient of Performance (Cp)</i>	16
2.6	Aliran Melintasi Sebuah Silinder	17
2.7	Penelitian Terdahulu	20
2.7.1	Penelitian Silinder Berpengganggu	21
2.7.2	Penelitian Silinder Berpengganggu Pemasangan tandem	22
2.7.3	Penelitian Turbin Angin Savonius Berpengganggu plat datar atar	24
2.7.4	Penelitian Turbin Angin Savonius Berpengganggu Silinder	25
2.7.5	Penelitian Efek <i>Blockage Ratio</i> pada <i>Wind Tunnel</i>	28
BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN		29
3.1	Parameter yang Diukur	29
3.2	Analisa Dimensi	31

3.2.1 Analisa Dimensi untuk <i>Coefficient of Power</i> ...	31
3.3 Peralatan Eksperimen.....	34
3.3.1 Blower.....	34
3.3.2 <i>Brake Dynamometer</i>	35
3.3.3 Benda Uji.....	38
3.3.4 Alat Ukur.....	39
3.4 Prosedur Penelitian.....	41
3.5 Flowchart Penelitian.....	43
BAB 4 ANALISA DATA dan PEMBAHASAN	46
4.1 Data Penelitian.....	46
4.1.1 Perhitungan Bilangan Reynolds.....	46
4.2 Contoh Perhitungan.....	48
4.2.1 Perhitungan <i>Tip Speed Ratio</i> (TSR).....	48
4.2.2 Perhitungan Besar Nilai Torsi Dinamis.....	49
4.2.3 Perhitungan <i>Coefficient of Power</i> (CoP).....	49
4.3 Turbin Angin Savonius tanpa Silinder Pengganggu...50	
4.3.1 Data Turbin Angin Savonius tanpa Silinder Penggangu.....	50
4.3.2 Putaran sebagai Fungsi Bilangan Reynolds.....	50

4.3.3 Torsi Statis sebagai Fungsi Bilangan Reynolds	51
4.3.4 Coefficient of Power sebagai Fungsi Bilangan Reynolds	52
4.4 Pengaruh Silinder Pengganggu Terhadap Performa Turbin Savonius	53
4.4.1 Putaran sebagai Fungsi Jarak pada $S/D = 1,5 - 2,4$	53
4.4.2 Torsi Statis sebagai Fungsi Jarak pada $S/D = 1,5 - 2,4$	56
4.4.2.1 Torsi Statis sebagai Fungsi Sudut Bukaannya pada Jarak $S/D = 1,6$	60
4.4.3 <i>Coefficient of Power</i> (CoP) sebagai Fungsi Jarak pada $S/D = 1,5-2,4$	62
4.4.4 <i>Coefficient of Power</i> (CoP) dan <i>Tip Speed Ratio</i> (TSR) pada Jarak $S/D = 1,5 - 2,4$	67
4.5 Simulasi Aliran pada Turbin Angin Savonius Berpengganggu dengan $d/D = 0,75$ menggunakan Software Solidworks	69
4.5.1 Simulasi Tekanan pada Turbin Angin Savonius tanpa Pengganggu dan Berpengganggu	70
4.5.2 Simulasi Kontur Kecepatan pada Turbin Angin Savonius tanpa Pengganggu dan Berpengganggu	71

4.5.3 Simulasi Kontur Kecepatan pada Turbin Angin Savonius tanpa Penganggu dan Berpenganggu pada posisi Sudut 80° dan 140°	73
4.5.4 Simulasi Kontur Tekanan pada Turbin Angin Savonius tanpa Penganggu dan Berpenganggu pada posisi Sudut 80° dan 140°	75
4.6 Perbandingan Penelitian dengan Penelitian Retno Dewi (2016).....	77
4.6.1 Perbandingan Nilai Putaran Fungsi S/D 1,5 – 2,4.....	77
4.6.2 Perbandingan Nilai Torsi Statis Fungsi S/D 1,5 – 2,4.....	80
4.4.3 <i>Perbandingan Nilai CoP Fungsi S/D 1,5 – 2,4</i>	82
BAB 5 PENUTUP	85
5.1 Kesimpulan.....	85
5.2 Saran.....	85
DAFTAR PUSTAKA	87
LAMPIRAN	88
RIWAYAT PENULIS	96

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1 Salah satu Contoh turbin angin Horizontal (wikipedia.com)	11
Gambar 2. 2 Salah satu contoh turbin angin sumbu Vertikal tipe Darrieus (indoenergi 2012).	12
Gambar 2. 3 Arah aliran angin turbin savonius (David Spera, 2008)	13
Gambar 2. 4 Skema sederhana gaya drag dan lift (Retno Dewi, 2016)	14
Gambar 2. 5 Aliran dengan Bilangan Reynolds Rendah Melewati Silinder (Kurniawan, 2009).....	18
Gambar 2. 6 Aliran dengan Bilangan Reynolds Sedang (Transisi) Melewati Silinder (Kurniawan, 2009).....	18
Gambar 2. 7 Aliran dengan Bilangan Reynolds Besar Melewati Silinder (Kurniawan, 2009).....	19
Gambar 2. 8 Mekanisme Terjadinya Separasi pada Aliran Melewati Silinder (Farullahasby, 2013).....	19
Gambar 2. 9 Nilai koefisien distribusi gaya pada fluida (a) koefisien drag (b) koefisien lift.....	22
Gambar 2. 10 Grafik koefisien tekanan pada silinder pengganggu dan skema percobaan (Tsuitsui dan Igarashi, 2002)	23
Gambar 2. 11 Grafik koefisien tekanan pada silinder utama (Tsutsui dan Igarashi, 2002).....	23
Gambar 2. 12 Grafik koefisien drag (Tsuitsui dan Igarashi, 2002)	23
Gambar 2. 13 Skema Susunan Pengganggu pada Turbin Angin Savonius (Altan et al, 2008).....	24
Gambar 2. 14 Grafik Pengaruh Cop Turbin terhadap Besar Sudut Plat (α dan β) pada Pengganggu 1 (Altan et al, 2008)	25

Gambar 2. 15 Grafik Coefficient of Power turbin angin Savonius berpengganggu (CoP) sebagai fungsi jarak pada $S/D = 1,5 - 2,4$ (Retno Dewi, 2016).....	26
Gambar 2. 16 Grafik perbandingan Coefficient of Power antara turbin angin Savonius berpengganggu dan tanpa silinder pengganggu (CoP/CoP_0) sebagai fungsi jarak pada $S/D = 1,5 - 2,4$ (Retno Dewi, 2016).....	26
Gambar 3. 1 Skema susunan penyangga turbin angin savonius Pengganggu tampak depan	29
Gambar 3. 2 Skema Penelitian dan Parameter Pengukuran	30
Gambar 3. 3 Blower Portbale CKE-SPV 19.....	34
Gambar 3. 4 Skema Susunan Peralatan beserta alat uji.....	35
Gambar 3. 5 Susunan sistem <i>brake dynamometer</i>	36
Gambar 3. 6 Timbangan Shimadzu ELB300.....	37
Gambar 3. 7 Turbin Angin Savonius.....	38
Gambar 3. 8 Gambar Teknik Silinder Sirkular Pengganggu.....	38
Gambar 3. 9 Tachometer OMEGA seri HHT1	39
Gambar 3. 10 Anemometer OMEGA seri HHF92A	40
Gambar 3. 11 Torsimeter digital merek LUTRON model TQ- 8800.....	41
Gambar 3. 12 Diagram Alir Penelitian.....	43
Gambar 4. 1 Grafik putaran turbin angin savonius tanpa silinder pengganggu sebagai fungsi bilangan Reynolds.....	50
Gambar 4. 2 Grafik torsi statis turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu sebagai fungsi bilangan Reynolds	51
Gambar 4. 3 Grafik <i>Coefficient of Power</i> turbin angin Savonius sebagai fungsi bilangan Reynolds	52
Gambar 4. 4 Grafik putaran turbin angin Savonius berpengganggu (n) sebagai fungsi jarak pada $S/D = 1,4 - 2,4$	53
Gambar 4. 5 <i>Grafik perbandingan putaran antara turbin angin</i> Savonius berpengganggu dan tanpa silinder pengganggu (n/n_0) sebagai fungsi jarak pada $S/D =$ $1,4 - 2,4$	56

Gambar 4. 6 Grafik torsi statis turbin angin Savonius berpengganggu (T) sebagai fungsi jarak pada $S/D = 1,4 - 2,4$	57
Gambar 4. 7 Grafik perbandingan torsi statis antara turbin angin Savonius berpengganggu dan tanpa silinder pengganggu (T/T0) sebagai fungsi jarak pada $S/D = 1,4 - 2,4$	59
Gambar 4. 8 Grafik torsi statis turbin angin Savonius berpengganggu (T) sebagai fungsi sudut (θ) pada jarak $S/D = 1,6$	60
Gambar 4. 9 Grafik <i>Coefficient of Power</i> turbin angin Savonius berpengganggu (CoP) sebagai fungsi jarak pada $S/D = 1,4 - 2,4$	62
Gambar 4. 10 Grafik <i>Coefficient of Power</i> turbin angin Savonius berpengganggu (CoP) pada jarak $S/D = 1,6$ sebagai fungsi bilangan Reynolds	64
Gambar 4. 11 Grafik perbandingan <i>Coefficient of Power</i> antara turbin angin Savonius berpengganggu dan tanpa silinder pengganggu (CoP/CoP0) sebagai fungsi jarak pada $S/D = 1,4 - 2,4$	66
Gambar 4. 12 Grafik <i>Coefficient of Power</i> Turbin Angin Savonius berpengganggu sebagai Fungsi TSR dan S/D pada bilangan Reynolds $3,0 \times 10^4$, $6,0 \times 10^4$ dan $9,0 \times 10^4$	67
Gambar 4. 13 Simulasi Tekanan Turbin Angin Savonius tanpa pengganggu pada bilangan Reynolds 6×10^4	70
Gambar 4. 14 Simulasi Tekanan Turbin Angin Savonius berpengganggu pada $S/D 1,6$ bilangan Reynolds 6×10^4	70
Gambar 4. 15 Simulasi kecepatan aliran Turbin Angin Savonius tanpa pengganggu pada bilangan Reynolds 6×10^4	71
Gambar 4. 16 Simulasi kecepatan aliran Turbin Angin Savonius dengan pengganggu silinder sirkular pada $d/D 0,75$	

	dan pada S/D 1,6 pada bilangan Reynolds 6×10^4	72
Gambar 4. 17	Kontur Kecepatan Aliran Turbin Angin Savonius dengan Penganggu Silinder Sirkular pada d/D 0,75 dan pada S/D 1,6 pada Bilangan Reynolds 6×10^4 dengan variasi bukaan sudu 80^0	73
Gambar 4. 18	Kontur Kecepatan Aliran Turbin Angin Savonius dengan Penganggu Silinder Sirkular pada d/D 0,75 dan pada S/D 1,6 pada Bilangan Reynolds 6×10^4 dengan variasi bukaan sudu 140^0	73
Gambar 4. 19	Kontur Tekanan Aliran Turbin Angin Savonius dengan Penganggu Silinder Sirkular pada d/D 0,75 dan pada S/D 1,6 pada Bilangan Reynolds 6×10^4 dengan variasi bukaan sudu 80^0	75
Gambar 4. 20	Kontur Tekanan Aliran Turbin Angin Savonius dengan Penganggu Silinder Sirkular pada d/D 0,75 dan pada S/D 1,6 pada Bilangan Reynolds 6×10^4 dengan variasi bukaan sudu 140^0	75
Gambar 4. 21	Grafik putaran turbin angin Savonius berpengganggu (n) sebagai fungsi jarak pada S/D = 1,5 – 2,4 (Retno Dewi, 2016)	77
Gambar 4. 22	Grafik putaran turbin angin Savonius berpengganggu (n) sebagai fungsi jarak pada S/D = 1,4 – 2,4 (Daniel Fernando, 2016)	78
Gambar 4. 23	Grafik torsi statis turbin angin Savonius berpengganggu (T) sebagai fungsi jarak pada S/D = 1,5 – 2,4 (Retno Dewi, 2016)	80
Gambar 4. 24	Grafik torsi statis turbin angin Savonius berpengganggu (T) sebagai fungsi jarak pada S/D = 1,4 – 2,4 (Daniel Fernando, 2016)	80
Gambar 4. 25	Grafik Coefficient of power turbin angin Savonius berpengganggu (CoP) sebagai fungsi jarak pada S/D = 1,5 – 2,4 (Retno Dewi, 2016)	82

Gambar 4. 26 Grafik Coefficient of power turbin angin Savonius
berpengganggu (CoP) sebagai fungsi jarak pada
 $S/D = 1,4 - 2,4$ (Daniel Fernando, 2016) 82

DAFTAR TABEL

Tabel 3. 1 Spesifikasi Blower CKE SPV-19	35
Tabel 3. 2 Spesifikasi Pegas	37
Tabel 3. 3 Spesifikasi Benang Nilon Optimum.....	37
Tabel 3. 4 Spesifikasi timbangan Shimadzu ELB300).....	37
Tabel 3. 5 Spesifikasi Tachometer OMEGA seri HHT1	39
Tabel 3. 6 Spesifikasi Omega HHF92A Digital Anemometer)..	40
Tabel 3. 7 Spesifikasi Omega HHF92A Digital Anemometer ...	40
Tabel 3. 8 Spesifikasi Omega HHF92A Digital Anemometer)..	41
Tabel 3. 9 Spesifikasi Torsimeter LUTRON model TQ-8800 ...	41
Tabel 3. 10 Ghant Chart Penelitian	45
Tabel 4. 1 Data Turbin Savonius tanpa Silinder Pengganggu	50

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Didalam hukum kekekalan energi dinyatakan bahwa energi tidak dapat diciptakan dan dimusnahkan, tetapi hanya dapat berubah bentuk menjadi energi yang lainnya, akan tetapi sekarang ini dunia dihadapkan dengan isu krisis energi. Indonesia sendiri masih sangat bertumpu pada kebutuhan energi fosil, dengan rincian; minyak (41,8%), batu bara (29%) dan gas (23%). Jika hal ini tetap sama maka Indonesia akan mengalami krisis energi pada 21 tahun kedepan (**ESDM,2014**). Kondisi yang seperti ini tentunya menuntut masyarakat Indonesia untuk segera menciptakan energi yang tidak akan habis. Salah satu alternatif yang ditawarkan adalah penggunaan energi angin untuk menciptakan energi lainnya.

Indonesia merupakan Negara maritim yang tentunya mempunyai banyak pesisir. Potensi angin di Indonesia memang terbilang kurang apabila dibandingkan dengan Negara eropa lainnya yang mengembangkan sistem pembangkit listrik tenaga angin, potensi pembangkit listrik tenaga angin di Indonesia sendiri hanya 80 kilowatt (KW) dengan rata – rata kecepatan angin 3.7-7 m/s (**ESDM,2014**). Hal ini tentunya bukan berarti bahwa pemanfaatan energi angin sia – sia. Dengan kapasitas tersebut setidaknya mampu memberikan pasokan listrik ke rumah – rumah warga dan mengurangi penggunaan energi fosil. Penggunaan energi angin sendiri mempunyai banyak keuntungan, diantaranya; tidak berakibat polusi, sumber energi yang tidak akan habis dan dapat langsung dikonversikan menuju energi lainnya seperti listrik maupun gerak. Pengkonversian energi angin menjadi listrik ini membutuhkan generator yang mengkonversi energi gerak pada turbin yang terlebih dahulu telah digerakan oleh angin menjadi energi listrik. Faktor utama dalam pembangkit listrik tenaga angin ini adalah terletak pada sudu – sudu turbin yang nantinya akan ditabrak oleh aliran udara yang diciptakan

oleh angin. Salah satu alternatif turbin yang ideal untuk pemanfaatan energi angin tenaga listrik ini adalah turbin Savonius.

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

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

Penelitian lainnya yang digunakan untuk meningkatkan performa turbin Savonius juga telah dilakukan oleh **Mohamed et**

al (2010) dengan menggunakan *software* CFD dan diberi variasi berupa penghalang di depan *returning blade* berupa plat datar dengan penempatan besar sudut serta rasio kecepatan dengan kecepatan aliran angin sebesar 10 m/s. Tujuan dari penelitian ini adalah membandingkan antara turbin Savonius konvensional yang tidak diberi penghalang dengan turbin Savonius yang telah dimodifikasi sudu turbinnya dengan menempatkan sebuah penghalang di depan *returning blade*. Hasil yang diperoleh adalah peningkatan *coefficient of performance* sebesar 27% dan penerapan jumlah sudu turbin berjumlah dua buah lebih baik daripada tiga buah. Hasil akhir yang diharapkan adalah memperbaiki desain sudu turbin Savonius dan memperbaiki *power output* yang dihasilkan.

Ada beberapa penelitian yang telah dilakukan terkait dengan reduksi gaya drag dan pemberian pengganggu pada turbin angin tipe Savonius. Penelitian **Triyogi et al (2009)** menggunakan silinder pengganggu tipe-I dengan variasi sudut iris dari 0^0 sampai 65^0 yang diposisikan di depan silinder sirkular utama dengan variasi bilangan Reynoldss $5,3 \times 10^4$. Kesimpulan dari penelitian tersebut didapatkan bahwa pengurangan koefisien *drag* silinder sirkular utama yang paling efektif adalah ketika diberi silinder pengganggu tipe-I dengan sudut iris 65^0 . Hal ini disebabkan daerah *wake* yang terjadi dibelakang silinder tipe-I 65^0 sebagai silinder pengganggu sangat besar sehingga dinilai efektif mengganggu silinder utama dan mampu menunda posisi titik separasi dan akhirnya akan menghasilkan daerah *wake* yang kecil dan mereduksi gaya *drag* yang terjadi pada silinder utama. Besarnya pengurangan gaya *drag* yang dihasilkan mencapai 52% dibandingkan dengan gaya *drag* pada silinder tunggal.

Pada penelitian yang dilakukan oleh **Altan et al (2008)** pada turbin angin Savonius yang diberi pengganggu berupa dua buah plat yang diposisikan di depan turbin dengan variasi panjang plat (l_1 dan l_2) dan besar sudut plat (α dan β) dengan kecepatan angin 7 m/s dan bilangan Reynolds $1,5 \times 10^5$. Hasil penelitian didapatkan bahwa *Coefficient of Power* (Cop) dari turbin angin

Savonius dapat meningkat hingga 38,5% apabila diberi pengganggu dengan susunan yang optimal, yaitu dengan panjang plat pengganggu ℓ_1 sebesar 45 cm dan ℓ_2 sebesar 52 cm dengan sudut sudu pengganggu $\alpha = 45^\circ$ dan $\beta = 15^\circ$.

Retno Dewi (2016) melakukan penelitian untuk meningkatkan performa dari turbin Savonius dengan menggunakan *obstacle* berupa silinder dengan diameter 45 mm, panjang 280 mm dan jarak dari pusat *returning blade* turbin angin (S/D) = $1,5 < S/D < 2,4$. Penelitian dilakukan pada *wind tunnel* dengan jenis *subsonic, open circuit wind tunnel* dan bentuk penampang segi 8. Dimensi dari *wind tunnel* adalah; panjang 457 mm, tinggi 304 mm dan lebar 304 mm. Turbin Savonius yang digunakan memiliki dimensi; diameter 60 mm, tinggi 80 mm dan *overlap* 14 mm. Prosedur yang digunakan untuk mengukur daya *output* adalah dengan cara menghubungkan poros turbin Savonius dengan poros generator listrik menggunakan *flexible coupling*. *Output* dari generator listrik akan diteruskan untuk menghidupkan beban berupa lampu. Hasil dari penelitian ini adalah penggunaan silinder pengganggu sirkular yang diletakkan di depan *returning blade* turbin angin tipe Savonius efektif dalam meningkatkan performa turbin angin dan jarak pusat *returning blade* turbin angin dengan pusat silinder pengganggu yang paling efektif adalah sebesar $S/D = 1,7$. Penelitian ini masih dirasa kurang akurat dikarenakan perbandingan luasan turbin Savonius dengan *wind tunnel* melebihi standard penelitian *wind tunnel*, sehingga efek *blockage* pada *wind tunnel* menjadi besar.

Dari penelitian – penelitian yang dilakukan diatas dapat disimpulkan masih terdapat cara lain untuk meningkatkan performa turbin angin tipe Savonius dengan cara mengurangi efek *blockage*. Penelitian ini dilakukan dengan diameter turbin Savonius yang lebih besar dan dikondisikan tidak pada *wind tunnel* untuk mengetahui kondisi kenyataannya. Dalam hal ini juga diperlakukan pengganggu berupa silinder pengganggu dengan diameter dan jarak tertentu di depan *returning blade*.

1.2 Rumusan Masalah

Turbin angin Savonius adalah salah satu jenis turbin angin *axis vertikal* yang mampu mengubah energi angin horizontal menjadi energi kinetik rotasi. Turbin angin Savonius memiliki dua macam sudu yaitu *advancing blade* dan *returning blade*. Ciri khusus dari dua tipe sudu ini adalah *advancing blade* yang berbentuk cekung dan *returning blade* yang berbentuk cembung. Profil cekung pada *advancing blade* ini seakan berfungsi sebagai “penangkap” aliran angin dan profil cembung pada *returning blade* ini berfungsi sebagai pemantul aliran kearah sekitarnya. Perbedaan ini membuat turbin Savonius memiliki gaya *drag* yang berbeda pada kedua sudunya, dimana gaya *drag* lebih besar akan dihasilkan pada *advancing blade*. Terdapat juga dua jenis torsi, yaitu torsi positif dan torsi negatif, dimana perbedaan torsi ini akan menciptakan adanya selisih torsi yang berfungsi sebagai suatu variabel yang apabila nilainya semakin besar, akan mempermudah turbin Savonius dalam berputar. Adapun cara untuk memperbesar selisih torsi ini adalah dengan memperkecil gaya hambat pada *returning blade*. Sehingga torsi yang memutar rotor turbin Savonius akan semakin besar dan daya yang dihasilkan akan semakin besar pula. Dari beberapa penelitian yang dilakukan terdapat berbagai cara yang dilakukan untuk meningkatkan performa dari turbin Savonius. Cara yang dianggap paling mudah dan ekonomis untuk meningkatkan performa turbin angin Savonius adalah dengan meletakkan *obstacle* di bagian depan *returning blade* yang berguna untuk menyearahkan aliran yang akan melewati turbin angin.

Pemasangan pengganggu di bagian depan *returning blade* diharapkan akan mengurangi gaya hambat yang diterima oleh *returning blade* sehingga akan memperbesar selisih torsi yang ada. Pada penelitian ini pengganggu yang digunakan berupa silinder sirkular dengan variasi dimensi dan pada jarak tertentu. Penambahan pengganggu ini juga mengakibatkan *boundary layer* pada *returning blade* akan terganggu. Hal ini menyebabkan titik separasi pada *returning blade* mundur kebelakang sehingga

daerah *wake* menyempit dan koefisien *drag* akan turun. Sehingga torsi yang dihasilkan oleh *returning blade* juga akan turun dan membuat selisih torsi antara *returning blade* dan *advancing blade* akan semakin besar. Peningkatan selisih torsi ini akan menghasilkan daya yang lebih besar pula.

Tanpa adanya pengganggu maka tekanan di bagian depan *returning blade* lebih besar daripada tekanan di bagian belakang *returning blade*. Gaya hambat sendiri dapat dicari dengan mengalikan luasan sapuan *returning blade* dengan selisih tekanan pada bagian depan dan belakang *returning blade*. Dengan adanya pengganggu di bagian depan *returning blade* maka akan mengakibatkan tekanan di bagian depan akan mengecil dan di bagian belakang memiliki tekanan yang diasumsikan tetap sehingga gaya hambat pada *returning blade* akan turun. Akibatnya selisih gaya hambat pada kedua sudu turbin angin Savonius menjadi lebih besar. Dari selisih gaya hambat ini maka akan mengakibatkan torsi yang dihasilkan menjadi lebih besar sehingga daya turbin yang dihasilkanpun akan semakin besar.

Pada penelitian kali ini digunakan turbin Savonius dengan jumlah sudu sebanyak dua buah dan diletakkan pengganggu berupa silinder sirkular yang divariasikan jarak pusat silinder pengganggu dengan pusat *returning blade* turbin angin (S/D). Dugaan pertama yang diharapkan pada penelitian ini adalah;

1. Pemberian silinder pengganggu pada *returning blade* turbin Savonius akan memperkecil gaya drag pada bagian *returning blade*. Hal ini terjadi karena daerah *wake* yang terjadi dibelakang silinder pengganggu akan mempercepat pembentukan *boundary layer returning blade* menjadi turbulen. Sehingga titik separasi mundur ke belakang. Fenomena tersebut juga diduga dapat memperkecil gaya hambat yang terjadi.
2. Adanya pengganggu di bagian depan *returning blade* akan mengakibatkan tekanan di bagian depan *returning blade* akan menurun dan di bagian belakang *returning blade* tidak mengalami

perubahan tekanan akibatnya gaya hambat pada *returning blade* akan menurun. Sehingga selisih gaya hambat pada kedua sudu turbin angin Savonius menjadi lebih besar.

3. Variasi jarak pusat *returning blade* dengan pusat silinder pengganggu (S/D) serta pengganggu berupa silinder sirkular dengan perbandingan diameter turbin Savonius dengan diameter pengganggu tertentu akan mengakibatkan selisih gaya *drag* yang terjadi semakin besar dan secara langsung akan mempengaruhi torsi yang dihasilkan oleh turbin angin. S/D semakin kecil maka posisi silinder pengganggu dengan *returning blade* akan semakin dekat sehingga mengakibatkan kurang efektifnya *boundary layer* menerima gangguan, sebaliknya jika S/D semakin besar/jauh maka ada suatu posisi dimana gangguan menjadi efektif. Tetapi bila terlalu besar jarak S/D maka pemasangan pengganggu sudah tidak efektif lagi sehingga sifat dua silinder tidak saling mempengaruhi.

Untuk membuktikan penelitian diatas maka dilakukan penelitian dengan menggunakan turbin Savonius yang diberi pengganggu berupa silinder sirkular di bagian depan *returning blade* dengan perbandingan diameter silinder pengganggu dengan diameter sudu *returning blade* sebesar 0,75. Dan jarak antara pusat *returning blade* turbin angin dengan silinder pengganggu sebesar $1,5 \leq S/D \leq 2,4$ serta dengan pengkondisian bilangan Reynolds tertentu.

1.3 Batasan Masalah

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

1. Analisa aliran *external flow*.
2. Penelitian dilakukan pada kondisi adiabatik menggunakan aliran dua dimensi
3. Analisa dilakukan pada turbin angin tipe Savonius dengan diameter (D) = 101,6 mm dan pengganggu berupa silinder sirkular dengan diameter (d) = 76,2 mm.

4. Aliran yang mengalir adalah *steady state*, *incompressible flow* dan *uniform* pada sisi *upstream*.
5. Variasi jarak pusat *returning blade* turbin angin dengan pusat silinder pengganggu sebesar $1,5 \leq S/D \leq 2,4$.

1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan utama dari dilaksanakannya penelitian ini adalah meningkatkan performa turbin Savonius dengan meletakkan silinder pengganggu dengan perbandingan diameter turbin dan diameter pengganggu (d/D) sebesar 0,75 dan variasi jarak silinder pengganggu terhadap sudu *returning blade* sebesar $1,5 \leq S/D \leq 2,4$ dengan cara melakukan pengukuran pada torsi statis, torsi dinamis dan putaran yang dihasilkan oleh turbin.

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1. Turbin Angin

Turbin angin merupakan suatu solusi energi terbarukan yang sedang banyak dikembangkan karena hanya membutuhkan energi angin sebagai penggerakannya. Meskipun daya yang dihasilkan tidak sebesar pembangkit lainnya akan tetapi turbin angin merupakan solusi yang paling mudah untuk memenuhi kebutuhan listrik penduduk dengan cakupan yang kecil. Daya yang dihasilkan oleh turbin angin yang berada di Indonesia pada suatu pesisir pantai kurang lebih 800 KW. Sehingga hanya cukup untuk memenuhi kebutuhan listrik masyarakat sekitar saja.

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

pengaruh penurunan drag). Desain turbin angin yang ada saat ini secara umum terbagi menjadi 2, yaitu *Vertical Axis Wind Turbine* (VAWT) dan *Horizontal Axis Wind Turbine* (HAWT).

2.1.1 Horizontal Axis Wind Turbine (HAWT)

Turbin angin tipe ini mempunyai ciri khas yaitu berputar di sumbu horizontal turbin angin. Maksud dari mengikuti sumbu horizontal turbin angin adalah poros utamanya berputar menyesuaikan arah angin. Biasanya jenis turbin ini memiliki sudu berbentuk sayap pada pesawat. Turbin angin tipe ini merupakan turbin angin komersial dengan tipe lama yang biasanya banyak digunakan.

Ciri khas dari turbin angin tipe ini adalah memiliki *shaft* rotor dan generator pada puncak *tower* dan harus diarahkan ke arah angin bertiup. Sebagian besar turbin yang besar memiliki *gearbox* yang merubah kecepatan putar rotor yang ditransfer ke generator menjadi lebih cepat.

Pada turbin ini, putaran dapat terjadi dikarenakan adanya gaya angkat pada blade yang ditimbulkan oleh aliran angin. Turbin ini cocok digunakan pada tipe angin kecepatan sedang dan tinggi, dan banyak digunakan sebagai pembangkit listrik skala besar. Secara umum semakin banyak jumlah blade akan mengakibatkan semakin tinggi putaran turbin. Kelebihan turbin jenis ini yaitu memiliki efisiensi yang tinggi dikarenakan semakin tinggi menara turbin maka daya yang dihasilkan akan semakin besar dikarenakan kecepatan angin yang semakin besar. Pada beberapa area, setiap 10 meter ada kenaikan tambahan kekuatan angin 20% dan peningkatan daya 34%. Efisiensi turbin angin tipe ini juga terbilang besar dikarenakan sudunya yang selalu bergerak tegak lurus terhadap arah angin. Kekurangannya, yaitu semakin tinggi menara dan semakin panjang sudu, maka semakin besar biaya instalasi. Kekurangan lain yang ditemukan adalah dibutuhkannya sistem pengeraman untuk mencegah putaran blade yang terlalu kencang akibat angin yang mempunyai kecepatan tinggi.



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

2.1.2 Vertical Axis Wind Turbine (VAWT)

Turbin sumbu vertikal akan berputar pada sumbu vertikal dikarenakan shaft rotornya yang berada pada letak yang serupa (omni-directional) yang berarti mereka tidak perlu menghadap ke arah arah angin untuk berputar. Turbin angin sumbu vertikal tidak memerlukan kecepatan angin yang tinggi dan teratur untuk beroperasi seperti pada sumbu horizontal, sehingga turbin angin jenis ini dapat diletakkan pada ketinggian yang lebih rendah. Turbin angin vertikal juga mempunyai beberapa kelebihan dan kekurangan. Kelebihannya, yaitu memiliki torsi tinggi sehingga dapat berputar pada kecepatan angin rendah, hal ini mengakibatkan start up turbin angin vertikal membutuhkan angin dengan kecepatan lebih rendah dibandingkan turbin angin horizontal. Kelebihan lainnya adalah generator dapat ditempatkan di bagian bawah turbin sehingga mempermudah proses perbaikan dan pergantian part serta dapat menerima angin di segala arah. Kekurangannya yaitu, kecepatan angin di bagian bawah sangat rendah sehingga efisiensi lebih rendah apabila dibandingkan turbin angin horizontal. Penggunaan turbin angin tipe ini juga dinilai kurang familiar sehingga pengembangannya termasuk ke

dalam golongan yang lambat. Ada beberapa tipe sudu pada turbin angin jenis ini, yaitu : Savonius dan Darrieus. Turbin Savonius memanfaatkan gaya hambat sedangkan Turbin Darrieus dan memanfaatkan gaya *lift*.

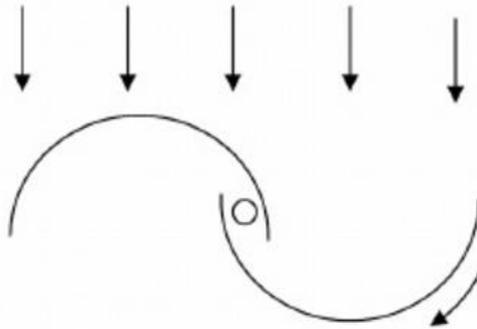


Gambar 2.2 Salah Satu Contoh Turbin Angin Sumbu Vertical Tipe Darrieus (indoenergi, 2012)

2.2 Turbin Angin Savonius

Turbin angin yang memiliki sumbu vertikal ini pertama kali ditemukan oleh **Sigurd Johannes Savonius** di tahun 1922. Sebenarnya kincir angin sendiri sudah ditemukan di abad ke 5 di persia dan mulai menyebar di seluruh bagian negara eropa. Turbin ini memiliki sumbu vertikal dengan bentuk sudu berbentuk setengah silinder dan menyerupai huruf “S”. Turbin ini juga disebut sebagai turbin drag karena cara menggerakannya memanfaatkan gaya *drag* pada sudu – sudunya. Terdapat dua sisi pada turbin ini, yaitu sisi yang berbentuk cembung disebut

returning blade dan sisi cekung yang disebut *advancing blade*. Sisi *returning blade* membelakangi arah aliran angin yang datang, sedangkan sisi *advancing blade* tegak lurus terhadap arah datangnya aliran angin sehingga berfungsi sebagai penangkap aliran. Gaya drag pada turbin Savonius ini nantinya dapat menghasilkan daya dengan cara mengubah energi kinetik dari angin menjadi energi mekanis pada generator yang kemudian menjadi energi listrik. Kelebihan dari turbin angin Savonius adalah tidak memerlukan torsi awal untuk memutarinya dan sebagai sumber listrik untuk keperluan yang kecil seperti pompa air. Skema dari Turbin Angin Savonius dan bentuk rotornya bisa dilihat gambar 2.1 dan gambar 2.2.

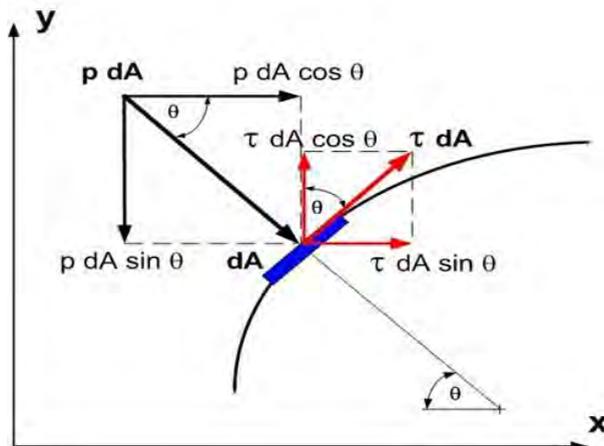


Gambar 2.3 Arah Aliran Angin Turbin Savonius (David Spera, 2008)

2.3 Gaya Drag

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

(tegangan geser antara fluida dan permukaan benda). Gaya *drag* juga bisa terjadi berupa *pressure drag* (F_{Dp}) yaitu gaya hambat yang tegak lurus terhadap permukaan benda yang timbul karena adanya tekanan fluida. Resultan antara *friction drag* dan *pressure drag* ini disebut sebagai *total drag* seperti terlihat di gambar 2.5.



Gambar 2.4 Skema sederhana gaya *drag* dan *lift* (Retno Dewi, 2016)

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

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

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

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

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

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

dimana :

- A : Luas permukaan benda (m^2)
 F_D : Gaya Drag (Newton)
 $\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U^2$: Tekanan dinamis aliran bebas

2.4 Bilangan Reynolds

Bilangan Reynolds adalah salah satu bilangan yang tidak berdimensi yang digunakan untuk mengidentifikasi 3 jenis aliran yang berbeda, dimana aliran tersebut adalah laminar, transisi dan turbulenta. Bilangan Reynolds dapat didefinisikan sebagai berikut;

$$Re = \frac{\rho \cdot U \cdot L}{\mu} \quad (2.5)$$

dimana;

- ρ : densitas fluida (kg/m^3)
 U : kecepatan free stream aliran (m/s)
 L : panjang karakteristik (m)
 μ : viskositas dinamis fluida (Ns/m^2)

Penjelasan diatas menjelaskan mengenai aliran yang mampu diklasifikasikan dalam Bilangan Reynolds. Adapun klasifikasinya adalah sebagai berikut

- Aliran Laminar mempunyai Bilangan Reynolds sebesar kurang dari 2000
- Aliran Transisi mempunyai Bilangan Reynolds sebesar 2000 – 4000, biasa juga disebut dengan Bilangan Reynolds kritis
- Aliran Turbulen mempunyai Bilangan Reynolds sebesar lebih dari 4000

Dalam penelitian ini, panjang karakteristik (L) sama dengan diameter turbin, yaitu dua kali diameter sudu turbin (D) dikurangi lebar overlapnya (a), atau dapat dituliskan:

$$L = 2D - a \quad (2.6)$$

sehingga bilangan Reynolds dapat dituliskan dengan persamaan:

$$Re = \frac{\rho \cdot U \cdot (2D-a)}{\mu} \quad (2.7)$$

2.5 Coefficient of Performance (COP)

Coefficient of Power adalah perhitungan yang menentukan besarnya performa turbin angin. *Coefficient of Power* sendiri dipengaruhi oleh 2 faktor utama yaitu daya mekanik dari turbin karena terkena angin dan daya kinetik dari angin itu sendiri. Nilai *Coefficient of Power* berbanding lurus dengan performa turbin angin. Besarnya *Coefficient of Power* adalah:

$$CoP = \frac{P_r}{P_w} \quad (2.8)$$

dimana:

CoP : *Coefficient of Power*

P_r : Daya mekanik turbin Aktual (Watt)

P_w : Daya Teoritis yang dihasilkan akibat kecepatan angin keluaran *wind tunnel* (Watt)

Dikarenakan nilai CoP kurang dari 1, maka besar daya angin dengan adanya *Coefficient of Power* akan menjadi:

$$P_w = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot V^2 \quad (2.9)$$

Besarnya daya aktual yang dihasilkan turbin dihitung dengan persamaan

$$P_r = \zeta \cdot \omega \quad (2.10)$$

dimana;

ζ : Torsi yang dihasilkan turbin yang diukur dengan menggunakan *brake dynamometer* (N.cm)

ω : Putaran yang dihasilkan oleh Turbin yang diukur dengan menggunakan *tachometer* (rpm)

Sehingga persamaan *coefficient of performance* didapatkan sebagai berikut;

$$\text{CoP} = \frac{\zeta \cdot \omega}{\frac{1}{2} \cdot C_p \cdot \rho \cdot A \cdot U^3} \quad (2.11)$$

2.6 Aliran Melintasi Sebuah Silinder

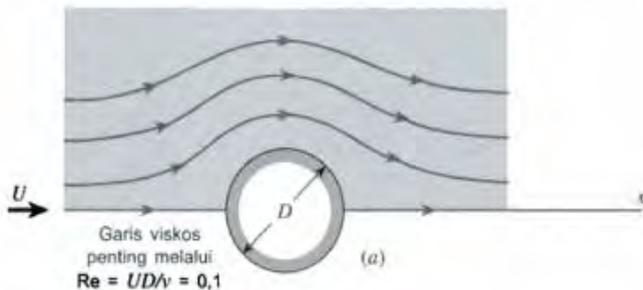
Suatu aliran apabila melewati suatu benda tentunya akan mengikuti kontur dari benda tersebut. Aliran yang melewati suatu bentuk sederhana (mis: silinder, plat) diperkirakan akan memiliki medan aliran yang sederhana juga dibandingkan dengan aliran melewati suatu benda yang bentuknya lebih kompleks (mis: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

Suatu aliran yang melintasi silinder akan menjadi aliran yang kompleks dan berbanding lurus dengan berubahnya bilangan Reynolds. Bilangan Reynolds ini menyatakan perbandingan dari efek inersia dan efek viskos. Ketika efek viskos diabaikan ($\mu=0$) maka bilangan Reynolds menjadi tak terhingga, akan tetapi bila efek inersia diabaikan ($\rho=0$) maka bilangan Reynolds akan menjadi 0. Aliran dengan bilangan Reynolds < 1 apabila melewati suatu silinder seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.5 menyatakan bahwa adanya silinder dan efek viskos akan terasa pada bagian yang relatif besar pada medan aliran.

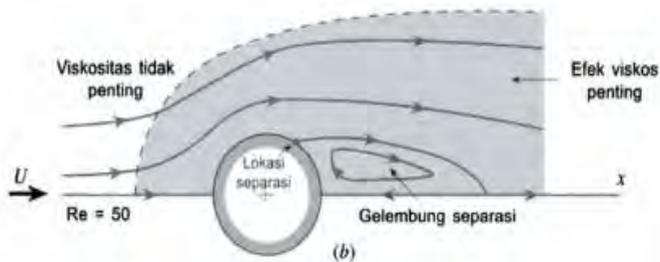
Dengan meningkatnya bilangan Reynolds maka efek viskos yang berada pada daerah di depan silinder menjadi lebih kecil, dimana daerah viskos berada pada jarak yang pendek pada bagian depan silinder. Efek viskos dikonveksikan ke hilir dan akan kehilangan kesimetrisannya. Dengan meningkatnya bilangan Reynolds pula inersia fluida menjadi lebih penting yang ditandai dengan terciptanya lokasi separasi seperti yang ditunjukkan oleh gambar 2.7. Inersia fluida semakin besar sehingga tidak dapat mengikuti lintasan melengkung di sekitar bagian belakang benda. Hasilnya terbentuk gelembung separasi di bagian belakang silinder.

Daerah yang dipengaruhi oleh gaya viskos terdorong ke hilir sampai hanya melibatkan sebuah lapisan batas tipis di bagian

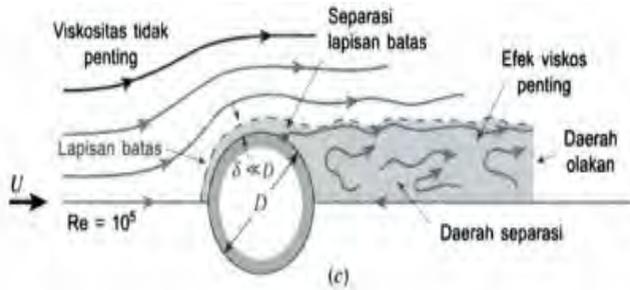
depan silinder dan daerah olakan yang tak beraturan yang membentang sampai sejauh ke hilir silinder. Fluida di daerah di luar lapisan batas dan daerah olakan mengalir seakan fluida tersebut inviscid. Seperti kita ketahui bahwa viskositas fluida sama seluruhnya dalam medan aliran. Efek viskos tersebut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



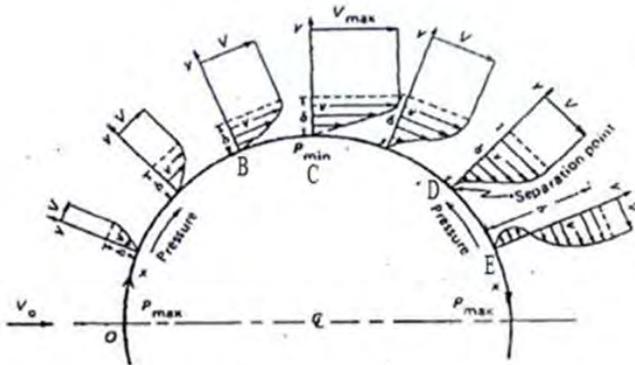
Gambar 2.5 Aliran dengan Bilangan Reynolds Rendah Melewati Silinder (Kurniawan, 2009)



Gambar 2.6 Aliran dengan Bilangan Reynolds Sedang (Transisi) Melewati Silinder (Kurniawan, 2009)



Gambar 2.7 Aliran dengan Bilangan Reynolds Besar Melewati Silinder (Kurniawan, 2009)



Gambar 2.8 Mekanisme Terjadinya Separasi pada Aliran Melewati Silinder (Farullahasby, 2013)

Gambar 2.8 menjelaskan proses terjadinya separasi dan *wake* pada aliran yang melewati silinder. Fluida dari titik A sampai C mengalami percepatan tetapi gradien tekanannya negatif [$\frac{dP}{d\theta} < 0$]. Setelah melewati titik C, fluida mengalami peningkatan tekanan atau gradien tekanannya bernilai positif [$\frac{dP}{d\theta} > 0$]. Hal ini disebut juga sebagai *adverse pressure gradient* dan hal ini menyebabkan partikel fluida didalam *boundary layer* menjadi lambat. Gaya tekan dan gaya geser pada elemen bawah

melawan arah aliran. Perbedaan tekanan dan gaya geser ini mengakibatkan momentum pada aliran di bagian atas lebih besar dan sangat berpengaruh terhadap fluida yang terletak dekat permukaan. Ketika momentum partikel fluida berkurang terus oleh gaya tekan dan gaya geser maka aliran fluida dipermukaan diperlambat hingga diam sampai pada titik D, gradient kecepatan menjadi nol $[dU/dy|_{y=0}]$. Pengaruh adverse gradient ini adalah mengurangi kecepatan.

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

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

2.7 Penelitian Terdahulu

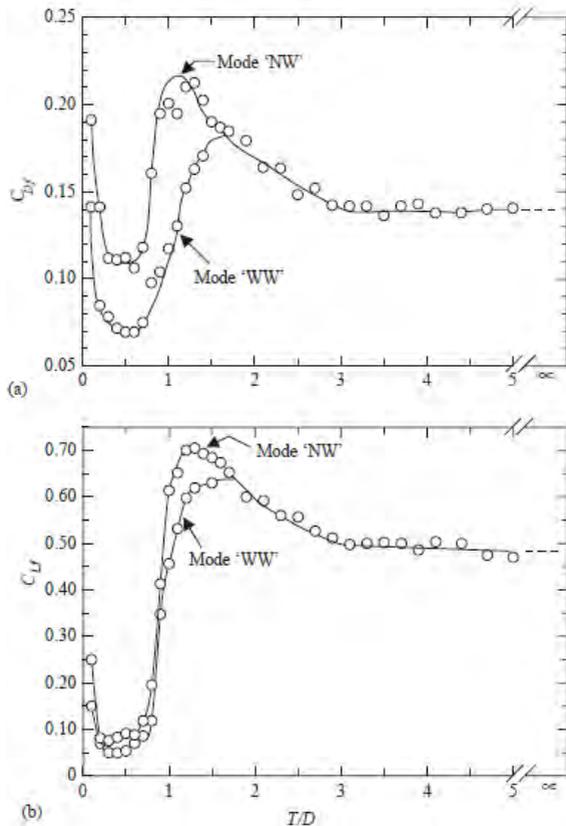
Untuk memudahkan penelitian ini, maka diperlukan beberapa referensi dari penelitian-penelitian terdahulu yang berkaitan dengan penelitian yang akan dilakukan. Beberapa penelitian tersebut yang akan dijabarkan antara lain, penelitian tentang silinder berpengganggu yang dilakukan oleh Mahbub Alam et al, penelitian turbin angin tipe Savonius berpengganggu oleh Triyogi et al dan penelitian turbin Savonius dengan silinder

pengganggu dengan variasi jarak antara pusat returning blade turbin angin dan silinder pengganggu oleh retno dewi et al.

2.7.1. Penelitian Silinder Berpengganggu

Penelitian mengenai aliran fluida yang melalui sebuah silinder dengan pengganggu silinder lain dengan diameter yang sama dengan tujuan untuk mengurangi gaya hambat pada silinder utama telah dilakukan oleh **Mahbub Alam et al (2003)**. Penelitian yang dilakukan pada silinder tunggal dan silinder sirkular dengan menggunakan *tripping rods* untuk mereduksi gaya fluida yang terjadi pada silinder yang diposisikan pada *wind tunnel* yang memiliki luasan 300 x 1200 mm dengan variasi T/D atau variasi jarak antara silinder dengan silinder utama $< 1,2$ dan dilakukan pada kondisi bilangan Reynolds $5,5 \times 10^5$.

Penelitian ini menunjukkan posisi sudut optimum tripping rods untuk mengurangi gaya drag adalah 30° dengan $\delta = 0.4$ mm dan diameter 5 mm. Pada posisi sudut dari tripping rods ini, CD, CDF dan CLF telah berkurang menjadi 67%, 61% dan 87% dan satu aliran sebagai aliran reattachment ($\alpha = 20-40$, pattern A) dimana boundary layers yang separasi dari tripping rods akan reattached pada permukaan silinder belakang tripping rods, dan akhirnya terjadi separasi laminar di permukaan silinder. Dalam jarak α ini, gaya fluida yang terjadi pada silinder dapat direduksi secara signifikan. Md. Mahbub Alam[1] menemukan aliran bistable dalam range $T / D = 0,10 \sim 1,50$ dan $0,10 \sim 1,0$ untuk silinder polos dan silinder dengan tripping rods. Penggunaan tripping rods signifikan mengurangi gaya hambat yang bertindak pada silinder. Sebuah sifat bistable dari aliran pada silinder tunggal muncul ketika tripping rods yang ada diposisi pada sudut $41^\circ-44^\circ$. Jarak kritis di mana aliran bistable muncul ditemukan pada rasio jarak 3,0 dan 2,6 untuk silinder polos dan silinder tripping rods, Gap dipertahankan pada 0,4 mm. Penurunan rata-rata CD untuk $T / D > 1$ adalah sekitar 70%. Namun, pengurangan CD di $T / D = 0.10$ sangat kecil.

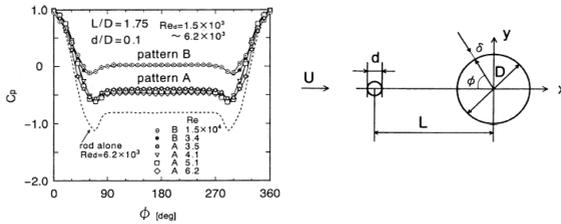


Gambar 2.9 Nilai koefisien distribusi gaya pada fluida (a) koefisien drag (b) koefisien lift

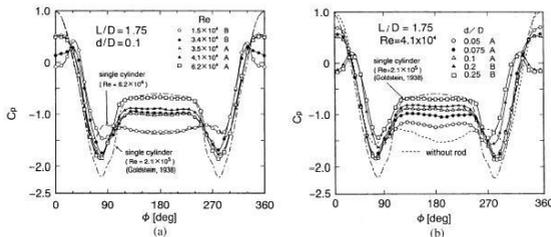
2.7.2. Penelitian Silinder Berpengganggu Pemasangan Tandem

Penelitian mengenai aliran fluida yang melalui sebuah silinder dengan penghalang silinder lain yang berdiameter lebih kecil dilakukan oleh **Tsutsui dan Igarashi (2002)** dengan memvariasikan diameter silinder berpengganggu (d/D), jarak kedua pusat silinder (L/D) dan pengkondisian bilangan Reynolds. Hasil penelitian tersebut didapatkan bahwa penurunan harga

koefisien *drag* (C_D) berbanding terbalik dengan bilangan Re , d/D dan berbanding lurus dengan harga L/D . Sedangkan pengurangan *pressure drag* didominasi oleh perubahan harga Re .

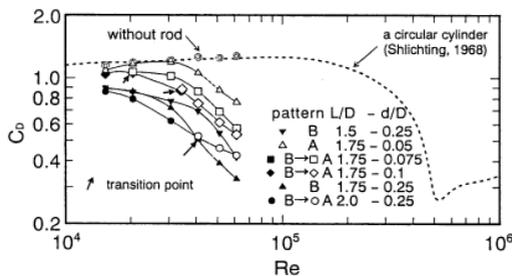


Gambar 2.10 Grafik koefisien tekanan pada silinder pengganggu dan skema percobaan (Tsuitsui dan Igarashi, 2002)



Pressure distribution around the circular cylinder. (a) Effect of Re and (b) effect of d/D .

Gambar 2.11 Grafik koefisien tekanan pada silinder utama (Tsuitsui dan Igarashi, 2002)



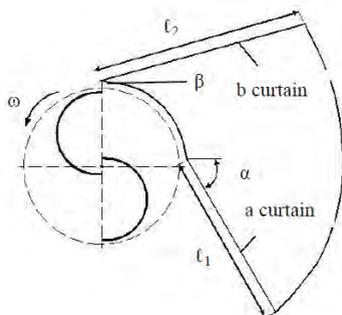
Gambar 2.12 Grafik koefisien drag (Tsuitsui dan Igarashi, 2002)

Pada gambar 2.12 didapatkan bahwa harga C_p pada titik stagnasi pada daerah *upstream* silinder utama berbanding terbalik

dengan bilangan Re, dimana pada daerah ini kecepatan aliran pada kontur mengalami Penurunan kecepatan sehingga harga C_p akan mengalami kenaikan sampai pada *reattachment point* yang kemudian akan mengalami penambahan kecepatan sehingga menyebabkan penurunan harga C_p . Kondisi optimum penurunan harga *pressure drag coefficient* (C_D) diperoleh pada nilai $d/D = 0,25$; $L/D = 2$ untuk Re kurang dari $4,1 \times 10^4$ dan diperoleh C_D sebesar 73% dibanding pada silinder tunggal. Sedangkan penurunan *total pressure drag coefficient* (C_{DT}) didapatkan untuk harga $L/D = 1,75$ pada Re lebih besar dari $4,1 \times 10^4$ serta didapatkan C_{DT} sebesar 63% dibandingkan pada silinder tunggal.

2.7.3. Penelitian Turbin Angin Savonius Berpengganggu Plat Datar

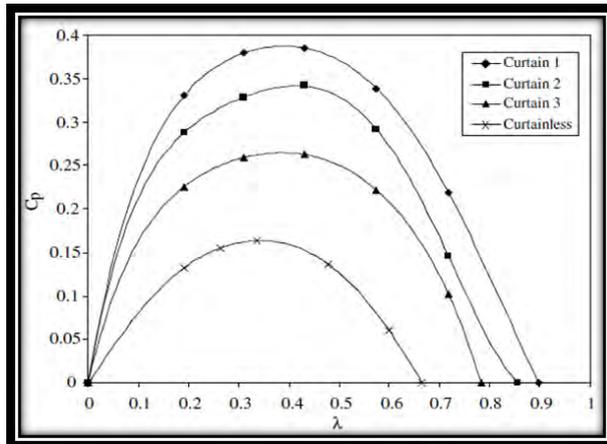
Penelitian mengenai aliran fluida yang melalui turbin angin tipe Savonius yang diberi pengganggu berupa dua buah plat yang diposisikan di depan turbin, dilakukan oleh **Altan et al (2008)** dengan memvariasikan panjang plat (ℓ_1 dan ℓ_2) dan besar sudut plat (α dan β) dengan kecepatan angin 7 m/s serta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



Gambar 2.13 Skema Susunan Pengganggu pada Turbin Angin Savonius (Altan et al, 2008)

Hasil penelitian dapat dilihat pada gambar 2.16, yang menjelaskan bahwa *Coefficient of Power* (Cop) dari turbin angin Savonius dapat meningkat hingga 38,5% apabila diberi

pengganggu dengan susunan yang optimal, yaitu dengan panjang plat pengganggu ℓ_1 sebesar 45cm dan ℓ_2 sebesar 52 cm dengan sudut suda pengganggu $\alpha = 45^\circ$ dan $\beta = 15^\circ$.

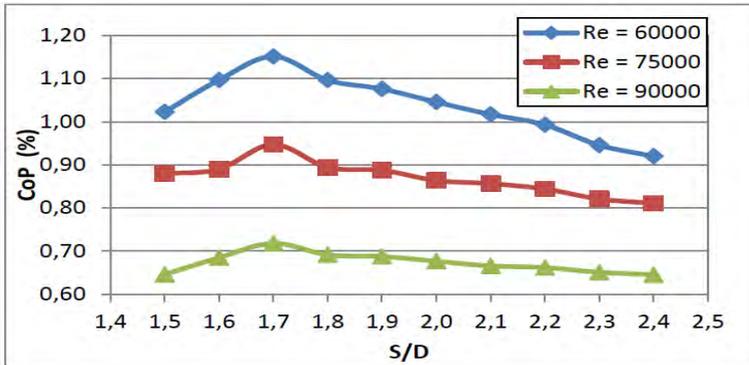


Gambar 2.14 Grafik Pengaruh C_p Turbin terhadap Besar Sudut Plat (α dan β) pada Pengganggu 1 (Altan et al, 2008)

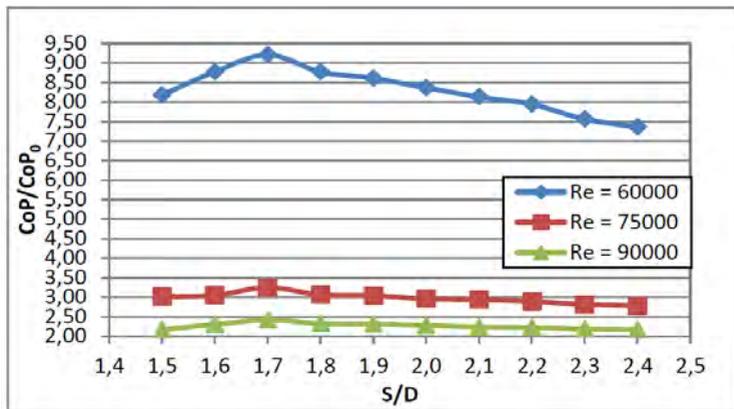
2.7.4. Penelitian Turbin Angin Savonius Berpengganggu Silinder

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

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



Gambar 2.15 Grafik Coefficient of Power turbin angin Savonius berpengganggu (CoP) sebagai fungsi jarak pada $S/D = 1,5 - 2,4$ (Retno Dewi, 2016)



Gambar 2.16 Grafik perbandingan Coefficient of Power antara turbin angin Savonius berpengganggu dan tanpa silinder pengganggu (CoP/CoP_0) sebagai fungsi jarak pada $S/D = 1,5 - 2,4$ (Retno Dewi, 2016)

Gambar 2.15 menunjukkan grafik *Coefficient of Power* turbin angin Savonius dengan pengganggu silinder sirkular dengan diameter (d) = 45 mm. Grafik tersebut ditampilkan dalam nilai *Coefficient of Power* sebagai fungsi S/D . Dari gambar diatas

memperlihatkan bahwa pada jarak S/D yang sama, seiring dengan meningkatnya bilangan Reynolds, maka *Coefficient of Power* dari turbin angin Savonius berpengganggu semakin rendah. Pada jarak S/D = 1,5; nilai *Coefficient of Power* pada bilangan Reynolds $6,0 \times 10^4$ adalah sebesar 1,02 %, sedangkan pada bilangan Reynolds $9,0 \times 10^4$ nilai *Coefficient of Power* sebesar 0,65 %. Pada grafik diatas juga memperlihatkan bahwa pada bilangan Reynolds $6,0 \times 10^4$; $7,5 \times 10^4$ dan $9,0 \times 10^4$ nilai *Coefficient of Power* mengalami kenaikan dan penurunan. Pada jarak S/D 1,5 sampai dengan 1,7 nilai *Coefficient of Power* mengalami kenaikan, sedangkan pada jarak S/D 1,7 sampai dengan 2,4 nilai *Coefficient of Power* mengalami penurunan. Selain pengaruh silinder pengganggu, variasi jarak juga memberikan efek pada *returning blade*.

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

Gambar 2.18 menunjukkan grafik perbandingan *Coefficient of Power* antara turbin angin Savonius tanpa pengganggu dengan pengganggu silinder sirkular dengan diameter (d) = 45 mm dan tanpa silinder pengganggu (CoP/CoP₀). Pada semua bilangan Reynolds yang diteliti dan untuk S/D = 1,5 – 2,4 ; semuanya menunjukkan bahwa perbandingan *Coefficient of Power* memiliki nilai lebih besar dari satu. Hal ini menjelaskan bahwa dengan

diletakkannya silinder pengganggu di depan *returning blade*, terbukti efektif meningkatkan performa turbin angin.

2.7.4. Penelitian Efek Blockage Ratio pada Wind Tunnel

Penelitian yang dilakukan oleh Maskel (1963) adalah mengenai tinjauan efek blockage pada *wind tunnel*. Penelitian ini dilakukan pada bagian dalam *wind tunnel* menggunakan suatu silinder dengan diameter 2 ft pada *wind tunnel* dengan luasan 4ft x 3 ft. Dari penelitian yang dilakukan didapat rumusan:

$$\frac{C_D}{C_{DC}} = 1 + \epsilon \left(C_D \frac{S}{c} \right) + \left(\frac{S}{c} \right)^2 \quad (2.12)$$

dimana:

C_D = Koefisien *drag* pada benda uji

C_{DC} = Faktor koreksi koefisien *drag*

S = Luasan benda uji

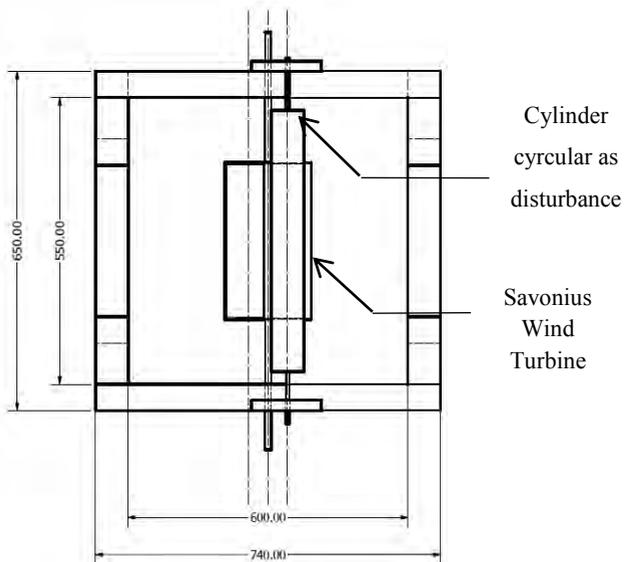
c = Luasan *wind tunnel*

Dari persamaan tersebut dapat dilihat bahwa seiring dengan naiknya nilai dari *blockage ratio* (S/C) maka nilai dari koefisien drag dari benda uji juga akan meningkat. Hal ini akan mengakibatkan selisih gaya *drag* yang terjadi pada kedua sudu akan meningkat. Sehingga nilai dari putaran yang dihasilkan oleh turbin angin juga akan meningkat

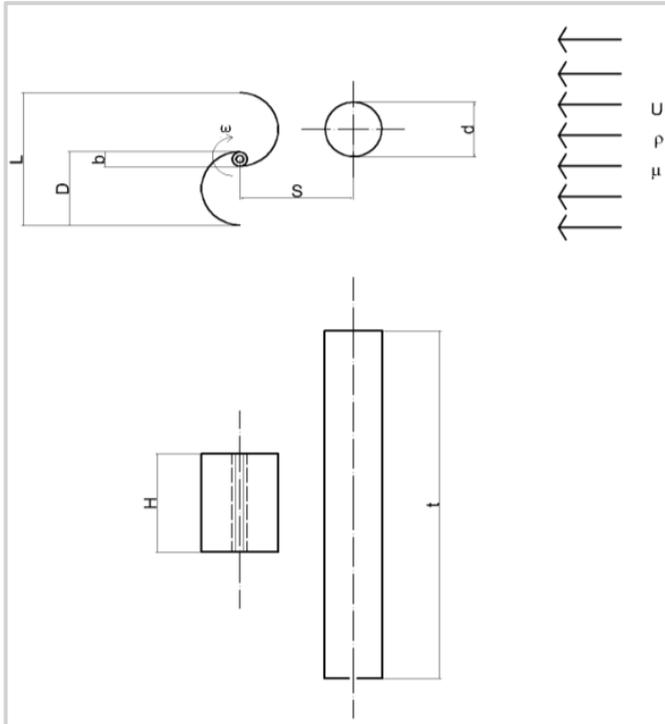
BAB III METODOLOGI

3.1 Parameter yang Diukur

Pada gambar-gambar dibawah ini dapat dilihat skema penelitian dan parameter yang akan dianalisa pada penelitian ini. Fungsi dari analisa ini adalah untuk mengetahui apakah suatu parameter berpengaruh terhadap suatu penelitian atau tidak. Parameter yang mempengaruhi penelitian kali ini adalah densitas fluida, kecepatan fluida, viskositas fluida, diameter silinder pengganggu, diameter turbin, tinggi turbin, panjang silinder pengganggu, jarak antara returning blade turbin savonius dengan silinder pengganggu, putaran sudu dan diameter overlap. Gambar 3.1 merupakan skema susunan penyangga Turbin angin Savonius dan pengganggu.



Gambar 3.1 Skema Susunan Penyangga Turbin Angin Savonius dan Pengganggu Tampak depan



Gambar 3.2 Skema Penelitian dan Parameter Pengukuran

dimana;

- D : diameter sudu Turbin Savonius (m)
- S : jarak antara pusat silinder pengganggu dengan pusat *returning blade*
- d : diameter silinder pengganggu (m)
- b : lebar *overlap* (m)
- L : Diameter turbin (m)
- U : kecepatan aliran (m/s)
- ρ : massa jenis udara (kg/m^3)

- μ : viskositas fluida (Ns/m^2)
- t : panjang silinder pengganggu (m)
- H : tinggi turbin (m)
- ω : putaran sudu (n)

3.2 Analisa Dimensi

Analisa dimensi digunakan untuk mengetahui variabel apa saja yang mempengaruhi karakteristik aliran yang melewati turbin angin Savonius dengan pengganggu berupa silinder sirkular dengan diameter tertentu. Metode analisa yang digunakan adalah dengan Teorema Phi Buckingham.

3.2.1 Analisa Dimensi untuk *Coefficient of Power*

Metodologi penentuan analisa dimensi yaitu sebagai berikut :

1. Menentukan parameter-parameter yang mempengaruhi *power*

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

Jumlah parameter (n) = 11 parameter

Parameter-parameter tersebut adalah:

P = Power (J/s)

ρ = Massa jenis udara (kg/m^3)

μ = Viskositas udara (Ns/m^2)

U = Kecepatan aliran (m/s)

D = Diameter sudu turbin angin *Savonius* (m)

d = Diameter silinder pengganggu (m)

S = Jarak antara pusat silinder pengganggu dengan pusat *returning blade*

H = Tinggi turbin angin *Savonius* (m)

t = Panjang silinder pengganggu (m)

b = Diameter *overlap* (m)

ω = Putaran sudu turbin angin *Savonius* (rpm)

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

Dipilih M, L, t.

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

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

4. Memilih parameter berulang yang jumlahnya (m) sama dengan jumlah dimensi primer (r) yang digunakan yaitu : ρ, U, D .
Jumlah parameter berulang (m) = r = 3.
5. Menentukan grup tanpa dimensi yang akan dihasilkan.
Jumlah grup tanpa dimensi yang akan dihasilkan = n-m = 11 - 3 = 8 grup tanpa dimensi.

$$i. \quad X_1 = \rho^a V^b D^c P = \left(\frac{M}{L^3}\right)^a \left(\frac{L}{t}\right)^b (L)^c \left(\frac{M L^2}{t^3}\right) = (M^0 L^0 t^0)$$

dimana :

$$M \quad : a + 1 = 0$$

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

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

diperoleh :

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

sehingga :

$$X_1 = \rho^{-1} V^{-3} D^{-2} P$$

atau

$$X_1 = \frac{P}{\rho V^3 D^2}$$

- ii. Dengan cara yang sama diperoleh:

$$X_2 = \frac{\mu}{\rho V D}$$

$$X_3 = \frac{d}{D}$$

$$X_4 = \frac{S}{D}$$

$$X_5 = \frac{H}{D}$$

$$X_6 = \frac{t}{D}$$

$$X_7 = \frac{b}{D}$$

$$X_8 = \frac{nD}{V}$$

Dari analisis dimensi diatas diperoleh grup tak berdimensi sebagai berikut :

X_1 : *Coefficient of Power*

X_2 : Bilangan Reynolds

X_3 : ratio diameter silinder pengganggu dengan diameter turbin Savonius

X_4 : ratio jarak antara pusat *returning blade* dengan silinder pengganggu

X_5 : ratio tinggi turbin angin *Savonius* dengan diameter turbin angin Savonius

X_6 : ratio panjang silinder pengganggu dengan diameter turbin angin Savonius

X_7 : ratio diameter *overlap* dengan diameter turbin angina Savonius

X_8 : *Tip Speed Ratio*

Hubungan antara grup tak berdimensi sebagai berikut :

$X_1 = f(X_2, X_3, X_4, X_5, X_6, X_7, X_8)$

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

Pada penelitian ini $\frac{d}{D}, \frac{H}{D}, \frac{t}{D}, \frac{b}{D}$ sebagai variabel tetap, sedangkan $\frac{S}{D}, \frac{\mu}{\rho V D}, \frac{nD}{V}$ divariasikan agar dapat mengetahui

seberapa besar pengaruhnya terhadap *Coefficient of Power* pada turbin angin sehingga :

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

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

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

atau

$$C_{op} = f_4 \left(\frac{S}{D}, Re, TSR \right)$$

3.3 Peralatan Eksperimen

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

3.3.1. *Blower*

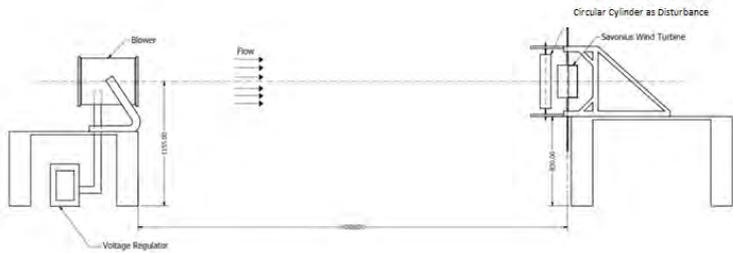
Pada penelitian ini menggunakan *blower* untuk menghasilkan kecepatan angin yang akan digunakan dalam pengujian performa turbin angin Savonius. Blower yang digunakan yaitu **CKE SPV-18**. Untuk Spesifikasi yang lebih detail dapat dilihat pada Tabel 3.1



Gambar 3.3 Blower Portbale CKE-SPV 19

Tabel 3.1 Spesifikasi Blower CKE SPV-19

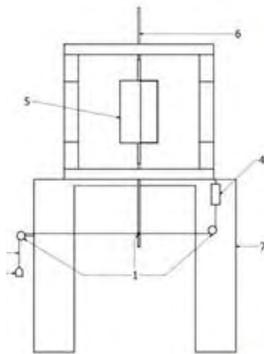
SPECIFICATIONS	
Diameter	18 inch / 450 mm
Speed	2850 RPM
Air Flow	4413 CFM
Power	1700 Watt
ST Press	520 Pa
Phase	1
Voltage	220 – 240 V



Gambar 3.4 Skema Susunan Peralatan beserta alat uji

3.3.2. Brake Dynamometer

Brake dynamometer merupakan alat ukur manual yang berfungsi untuk mengukur torsi dinamis yang dihasilkan oleh putaran suatu objek. *Brake dynamometer* yang digunakan didasarkan pada penelitian yang dilakukan oleh **Mahmoud et al (2010)**.



Gambar 3.5 Susunan sistem *brake dynamometer*

Keterangan:

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

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

Tabel 3.2 Spesifikasi Pegas

SPECIFICATIONS	
Range	0 to 5 N ; 0 to 500 g
Resolution	1 N ; 10 g

Tabel 3.3 Spesifikasi Benang Nilon Optimum

SPECIFICATIONS	
Kekuatan	15 lbs ; 6,8 kg
Diameter	1 mm

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

Tabel 3.4 Spesifikasi timbangan Shimadzu ELB300

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

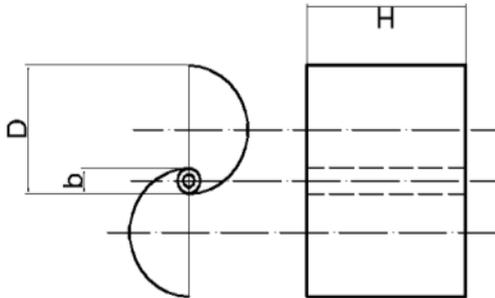


Gambar 3.6 Timbangan Shimadzu ELB300

3.3.3. Benda Uji

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

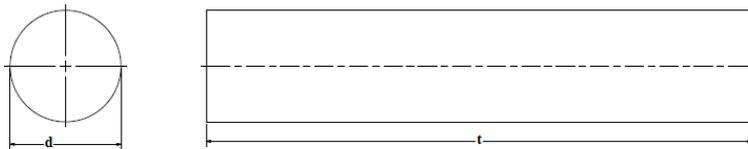
- a. Profil turbin angin tipe Savonius sebagai berikut :
- Diameter (D) : 101,6 mm
 - Tinggi (H) : 300 mm
 - Diameter Overlap (b) : 13 mm



Gambar 3.7 Turbin Angin Savonius

- b. Profil silinder sirkular pengganggu sebagai berikut :

- d/D : 0,75
- Diameter (d) : 76,2 mm
- Tinggi (L) : 500 mm
- Variasi Jarak : $1,5 \leq S/D \leq 2,4$



Gambar 3.8 Gambar Teknik Silinder Sirkular Pengganggu

3.3.4 Alat Ukur

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

a. Tachometer

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



Gambar 3.9 Tachometer OMEGA seri HHT1

Tabel 3.5 Spesifikasi Tachometer OMEGA seri HHT1

SPECIFICATIONS	
Range	5 to 99,999 rpm
Accuracy	0.01% of reading or ± 1 digit
Resolution	0.001 to 1.0 rpm
Display	5-digit alphanumeric LCD
Memory	Max. min and last
Power	2 "AA" 1.5 Vdc batteries
Environmental	5 to 40° C

b. Anemometer

Anemometer merupakan alat ukur digital yang digunakan untuk mengukur kecepatan angin. Anemometer ini digunakan sebagai perbandingan

dengan anemometer *hot-wire*. Anemometer yang digunakan ini merupakan **Anemometer OMEGA seri HHF92A** yang mampu mengukur kecepatan udara di kisaran 0,4 m/s – 35 m/s dengan akurasi $\pm 0,01$ atau $\pm 1\%$.



Gambar 3.10 Anemometer OMEGA seri HHF92A

Tabel 3.6 Spesifikasi Omega HHF92A Digital Anemometer

SPECIFICATIONS	
Fan Diameter	70 mm
Auto Power Off	20 min
Display	Dual 4-digit LCD
Display Size	37 x 42 mm (1-1/4 x 1-5/8"); 9999 max reading

Tabel 3.7 Spesifikasi Omega HHF92A Digital Anemometer

Air Flow	
Range	Resolution
80 to 6900 ft/m	1 ft/min
0.4 to 35 m/s	0.01 m/s
0.9 to 78 mph	0.1 mph
0.8 to 68 knots	0.1 knots
1.4 to 126 km/hr	0.1 km/hr

Tabel 3.8 Spesifikasi Omega HHF92A Digital Anemometer

Temperature	
Range	Resolution
-10 to 50 °C	0.1 °C
14 to 122 °F	0.1 °F

c. Torsimeter

Torsimeter adalah alat yang digunakan untuk mengukur torsi suatu benda yang berputar. Torsimeter yang digunakan dalam penelitian ini merupakan torsimeter digital **LUTRON Torque Meter Model: TQ-8800** *high resolution* dengan ketelitian 0,1 Ncm.



Gambar 3.11 Torsimeter digital merek LUTRON model TQ-8800

Tabel 3.9 Spesifikasi Torsimeter LUTRON model TQ-8800

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

3.4 Prosedur Penelitian

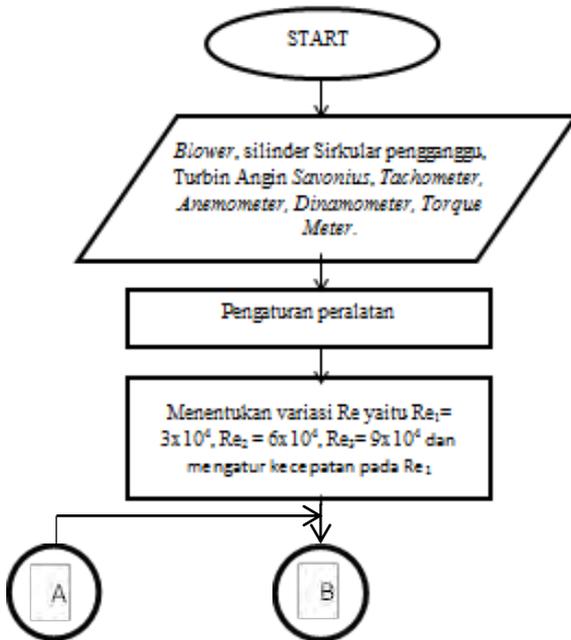
Adapun langkah-langkah yang dilakukan dalam pengambilan data pada penelitian ini adalah sebagai berikut :

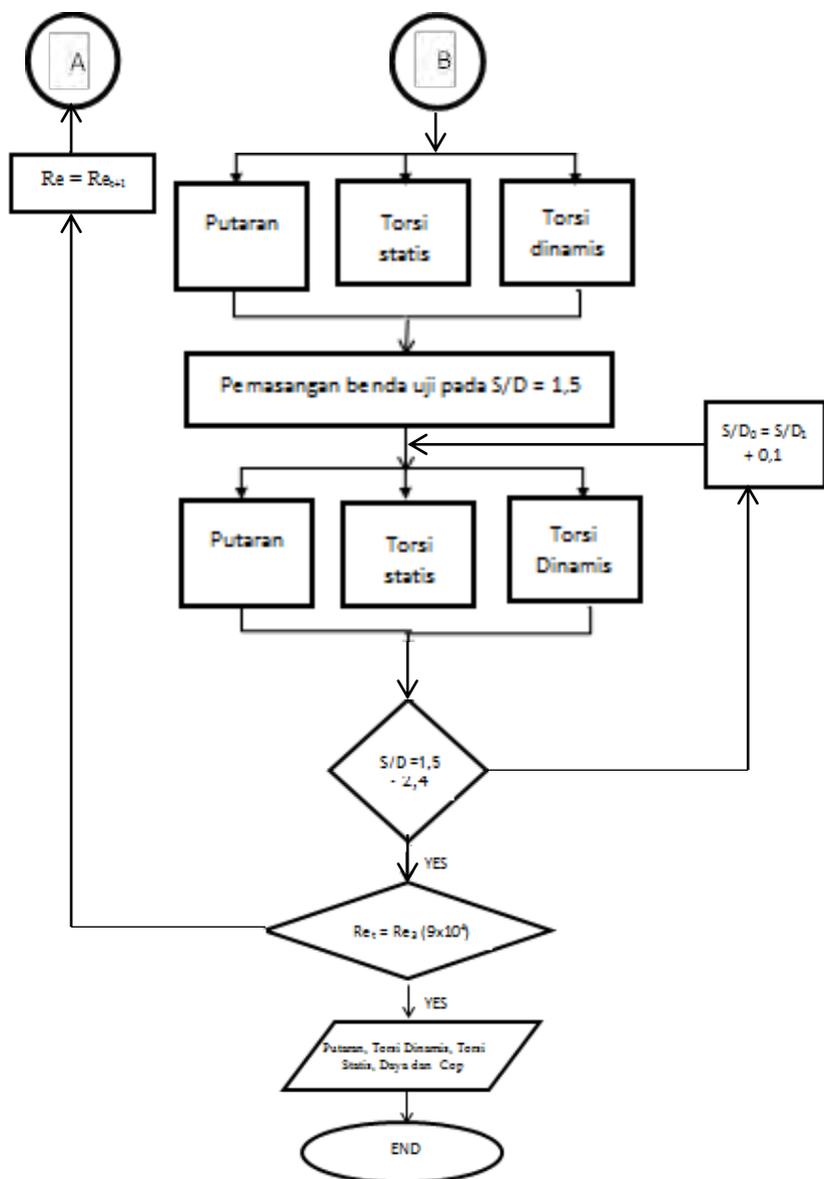
1. Memasang benda uji berupa Turbin Savonius pada bagian depan *blower*.
2. Menyalakan blower dan mengatur besar frekuensi dengan menggunakan *voltage regulator* sehingga didapatkan nilai kecepatan sesuai dengan yang diharapkan.
3. Melakukan pengukuran temperatur dengan menggunakan Termometer.
4. Mengukur kecepatan angin dengan menggunakan Anemometer untuk mendapatkan Reynolds Number yang diinginkan, yaitu $3,0 \times 10^4$.
5. Setelah mendapatkan bilangan Reynolds dan *steady*, melakukan pengukuran terhadap putaran poros dengan menggunakan tachometer.
6. Melakukan pengukuran torsi dinamis dengan *Brake dynamometer* untuk mendapatkan daya yang dihasilkan oleh turbin angin Savonius.
7. Melakukan pengukuran torsi statis dengan torsimeter
8. Mengulangi langkah 4 sampai 7 dengan variasi bilangan Reynolds 6×10^4
9. Mengulangi langkah 4 sampai 7 dengan variasi bilangan Reynolds 9×10^4
10. Meletakkan pengganggu dengan mengatur jarak antara pusat silinder pengganggu dan pusat *returning blade* (S/D) sebesar 1,5.
11. Setelah *steady*, melakukan pengukuran terhadap putaran poros dengan menggunakan *tachometer*.
12. Melakukan pengukuran torsi dinamis menggunakan *Brake dynamometer* untuk mendapatkan daya yang dihasilkan oleh turbin angin Savonius.

13. Mengulangi langkah 4 sampai 12 dengan mengubah S/D menjadi 1,5; 1,6; 1,7; 1,8; 1,9; 2,0; 2,1; 2,2; 2,3; 2,4.
14. Mematikan *blower*.
15. Mengolah data putaran, torsi dinamis menjadi *Coefficient of Performance (CoP)* dan daya lalu memasukkan data ke dalam grafik torsi terhadap S/D, putaran terhadap S/D dan *Coefficient of Performance (CoP)* terhadap S/D.

3.5 Flowchart Penelitian

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





Gambar 3.12 Diagram Alir Penelitian

BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Data Penelitian

4.1.1 Perhitungan Bilangan Reynolds

- **Massa Jenis Udara (ρ)**

Dari persamaan Boyle – Gay Lussac mengenai pemuaian gas didapatkan bahwa:

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

Karena $V = \frac{m}{\rho}$, maka persamaan 4.1 berubah menjadi:

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

dimana:

P_1 : tekanan absolut udara pada keadaan 1 (acuan)
= $1,01325 \times 10^5 \text{ N/m}^2$

T_1 : temperatur udara pada keadaan 1 (acuan)
= $288,2 \text{ K}$

ρ_1 : massa jenis udara pada keadaan 1 (acuan)
= $1,225 \text{ kg/m}^3$

m_1 : massa udara pada keadaan 1 (acuan)

P_2 : tekanan absolut udara pada keadaan 2 (penelitian)

T_2 : temperatur udara pada keadaan 2 (penelitian)
= $27^\circ\text{C} = 300\text{K}$

ρ_2 : massa jenis udara pada keadaan 2 (penelitian)

m_2 : massa udara pada keadaan 2 (penelitian)

Keadaan 1 dan 2 berada pada ketinggian yang sama sehingga $P_1 = P_2$ dan karena massa udara pada keadaan 1 dan 2 maka $m_1 = m_2$. Dari batasan tersebut, maka persamaan 4.2 menjadi :

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

$$\rho_2 = \frac{288,2 \text{ K} \times 1,225 \text{ kg/m}^3}{300 \text{ K}} = 1,1768 \text{ kg/m}^3$$

- **Viskositas Udara (μ)**

Untuk perhitungan viskositas udara digunakan persamaan Sutherland, yaitu:

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

dimana untuk udara :

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

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

$$T = \text{temperatur saat penelitian} = 300 \text{ K}$$

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

$$\mu = \frac{1,458 \times 10^{-6} \frac{\text{kg}}{\text{m.s.K}^{1/2}} \cdot (300 \text{ K})^{3/2}}{(110,4 + 300) \text{ K}}$$

$$= 1,846 \times 10^{-5} \text{ kg/ms}$$

- **Kecepatan (U)**

Berdasarkan persamaan 2.4, maka kecepatan pada bilangan Reynolds $3,0 \times 10^4$ adalah sebagai berikut:

$$U = \frac{Re \times \mu}{\rho \times L} \quad (4.5)$$

dimana:

L : Panjang karakteristik yang diukur pada medan aliran, dalam kasus ini adalah diameter turbin
 $= 2D - b = (2 \times 101,6 \text{ mm}) - 13 \text{ mm} = 190,2 \text{ mm} = 0,1902 \text{ m}$

Dari nilai tersebut kemudian dimasukkan ke dalam persamaan 4.5, sehingga didapatkan :

$$U = \frac{(3,0 \times 10^4) \times (1,846 \times 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{ms}^2})}{1,1768 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 0,1902 \text{ m}} = 2,47 \text{ m/s}$$

4.2 Contoh Perhitungan

4.2.1 Perhitungan Tip Speed Ratio (TSR)

Persamaan untuk mendapatkan TSR pada bilangan Reynolds $3,0 \times 10^4$ adalah sebagai berikut:

$$\text{TSR} = \frac{\omega \cdot R}{U} \quad (4.6)$$

dimana:

$$\omega = \frac{2\pi n}{60}; n = \text{rpm pada bilangan Reynolds } 3,0 \times 10^4$$

$$\omega = \frac{2\pi (86,8)}{60} = 9,0933 \text{ rad/s}$$

R = jari-jari sudu turbin angin

$$R = \frac{L}{2} = \frac{(2D-b)}{2}$$

$$R = \frac{(2 \times 101,6 \text{ mm}) - 13 \text{ mm}}{2} = 95,1 \text{ mm} = 0,0951 \text{ m}$$

U = kecepatan pada bilangan Reynolds $3,0 \times 10^4$ yaitu 2,47 m/s

Sehingga didapatkan nilai TSR:

$$\text{TSR} = \frac{9,0933 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \times 0,0951 \text{ m}}{2,47 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 0,3487$$

4.2.2 Perhitungan Besar Nilai Torsi Dinamis

Persamaan untuk mendapatkan nilai torsi dinamis pada bilangan Reynolds $3,0 \times 10^4$ adalah sebagai berikut:

$$T = \{(m-s)g\} \times r \quad (4.7)$$

dimana:

m : massa beban, yang dihitung dari jumlah beban yang ditambahkan (gram)

s : massa pegas yang dilihat pada skala pegas (gram)

g : gravitasi bumi ($9,81 \text{ m/s}^2$)

R : jari-jari *disc* penghambat turbin = 0,01 m

ehingga didapatkan nilai torsi dinamis:

$$\begin{aligned} T &= \left\{ \left(\frac{40-30}{1000} \right) \right\} \text{kg} \cdot (9,81) \text{ m/s}^2 \cdot 0,01 \text{m} = 0,000981 \text{ Nm} \\ &= 0,0981 \text{ Ncm} \end{aligned}$$

4.2.3 Perhitungan *Coefficient of Power* (CoP)

Persamaan untuk mendapatkan CoP pada bilangan Reynolds $3,0 \times 10^4$ adalah sebagai berikut:

$$\text{CoP} = \frac{\{(\text{massa beban} - \text{massa pegas})g\} \times r \times \omega}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot U^3} \quad (4.8)$$

dimana:

A = Luas sapuan pada turbin yang ditabrak oleh angin

$$A = L \cdot H = 0,1902 \text{ m} \times 0,3 \text{ m} = 0,05706 \text{ m}^2$$

Sehingga didapatkan nilai CoP:

$$\text{CoP} = \frac{\left\{ \left(\frac{40-30}{1000} \right) \text{kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 0,01 \text{m} \cdot 9,0933 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \right\}}{\frac{1}{2} \cdot 1,1768 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,05706 \text{ m}^2 \cdot (2,47 \frac{\text{m}}{\text{s}})^3} = 0,01754 = 1,754 \%$$

4.3. Turbin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu

4.3.1 Data Turbin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu

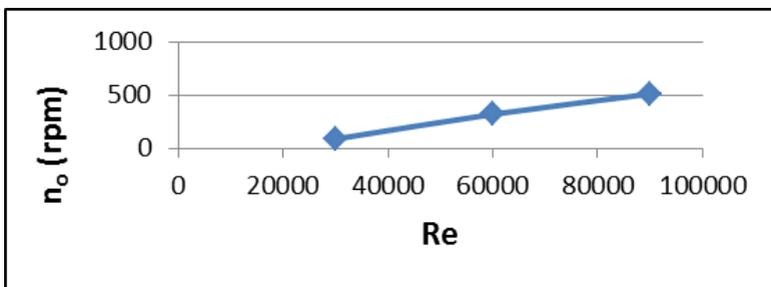
Tabel berikut ini menunjukkan data yang diperoleh melalui hasil pengukuran dari putaran, torsi statis, daya, nilai *Coefficient of power (CoP)* dan *Tip Speed Ratio* pada turbin Savonius tanpa penambahan silinder pengganggu.

Tabel 4.1 Data Turbin Savonius tanpa Silinder Pengganggu

Bilangan Reynolds	U (m/s)	n_0 (rpm)	T_0 (N.cm)	P_0 (Watt)	CoP_0 (%)	TSR
3×10^4	2,48	86,8	1,2	0,00446	0,88159	0,3487
6×10^4	4,95	318,7	3,7	0,14739	3,619486	0,6414
9×10^4	7,43	510	6,7	1,15309	8,407155	0,6838

4.3.2 Putaran Standar sebagai Fungsi Bilangan Reynolds

Gambar 4.1 menunjukkan grafik putaran turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu (n_0) sebagai fungsi dari bilangan Reynolds (Re). Penelitian dilakukan pada bilangan Reynolds 3×10^4 ; 6×10^4 dan $9,0 \times 10^4$.



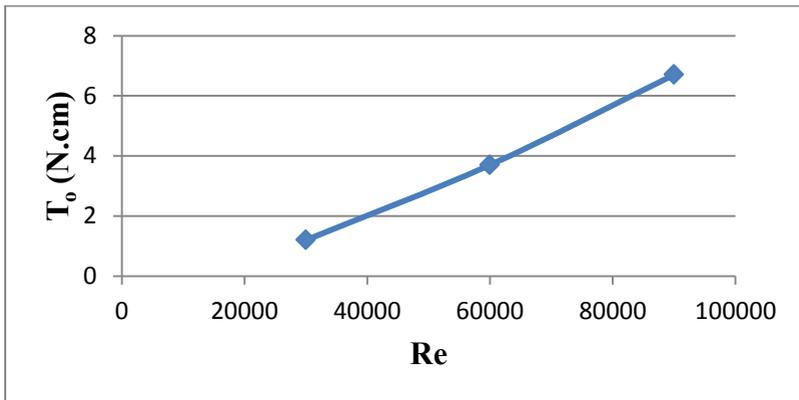
Gambar 4.1 Grafik putaran turbin angin savonius tanpa silinder pengganggu sebagai fungsi bilangan Reynolds

Gambar 4.1 memperlihatkan bahwa dengan meningkatnya bilangan Reynolds, maka putaran dari turbin angin Savonius juga

semakin tinggi. Hal ini dikarenakan kecepatan angin yang menabrak turbin angin Savonius mempengaruhi terhadap putaran dari turbin. Semakin tinggi kecepatan angin, maka putaran yang dihasilkan oleh turbin juga semakin tinggi. Nilai putaran pada bilangan Reynolds 3×10^4 adalah sebesar 86,8 rpm, pada bilangan Reynolds 6×10^4 sebesar 318,7 rpm dan pada bilangan Reynolds 9×10^4 sebesar 510 rpm.

4.3.3 Torsi Statis Standar sebagai Fungsi Bilangan Reynolds

Gambar 4.2 menunjukkan grafik torsi statis turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu (T_0) sebagai fungsi bilangan Reynolds (Re). Penelitian dilakukan pada bilangan Reynolds 3×10^4 ; 6×10^4 dan 9×10^4 .



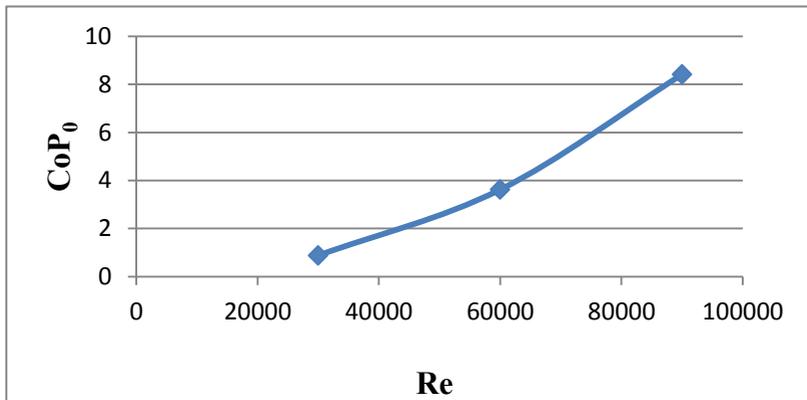
Gambar 4.2 Grafik torsi statis turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu sebagai fungsi bilangan Reynolds

Gambar 4.2 juga memperlihatkan bahwa seiring dengan meningkatnya bilangan Reynolds, maka torsi statis dari turbin angin Savonius juga semakin tinggi. Hal ini dikarenakan kecepatan angin yang menabrak turbin angin Savonius sangat berpengaruh terhadap torsi statis dari turbin angin. Semakin tinggi kecepatan angin, maka gaya untuk menahan turbin juga semakin

tinggi. Sehingga torsi yang dihasilkan juga semakin besar. Nilai torsi statis pada bilangan Reynolds 3×10^4 adalah sebesar 1,2 N.cm, pada bilangan Reynolds 6×10^4 sebesar 3,7 N.cm dan pada bilangan Reynolds 9×10^4 sebesar 6,7 N.cm.

4.3.4 *Coefficient of Power* sebagai Fungsi Bilangan Reynolds

Gambar 4.3 menunjukkan grafik *Coefficient of Power* turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu (CoP_0) sebagai fungsi bilangan Reynolds (Re). Penelitian dilakukan pada bilangan Reynolds 3×10^4 ; 6×10^4 dan $9,0 \times 10^4$.



Gambar 4.3 Grafik *Coefficient of Power* turbin angin Savonius sebagai fungsi bilangan Reynolds

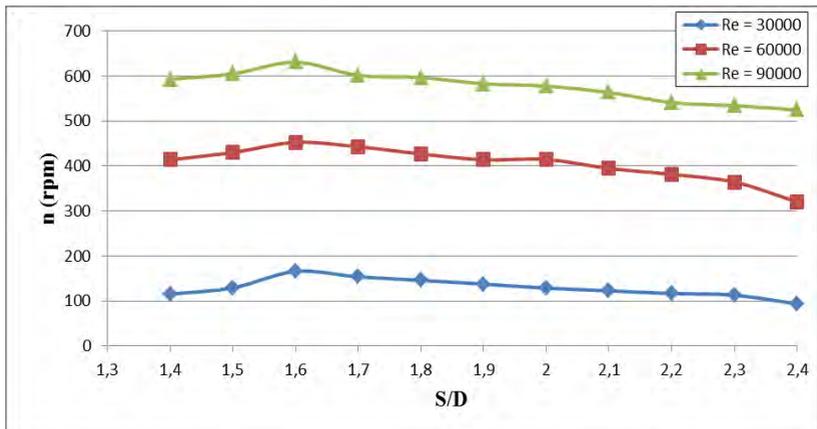
Gambar 4.3 juga memperlihatkan bahwa seiring dengan meningkatnya putaran dari turbin angin dan nilai dari torsi dinamis, maka nilai *Coefficient of Power* dari turbin angin Savonius semakin tinggi. Dengan meningkatnya bilangan Reynolds maka kecepatan yang dihasilkan juga semakin meningkat. Hal ini akan mengakibatkan daya *output* dan *input* menjadi naik, tetapi kenaikan daya *output* lebih besar daripada daya *input* turbin sehingga nilai *CoP* menjadi meningkat. Nilai *Coefficient of Power* pada bilangan Reynolds 3×10^4 adalah

sebesar 0,88 %, pada bilangan Reynolds 6×10^4 nilai *Coefficient of Power* sebesar 3,62 % dan pada bilangan Reynolds $9,0 \times 10^4$ nilai *Coefficient of Power* sebesar 8,4 %.

4.4. Pengaruh Silinder Pengganggu terhadap Performa Turbin Savonius

4.4.1 Putaran sebagai Fungsi Jarak pada $S/D = 1,5 - 2,4$

Gambar 4.4 menunjukkan grafik putaran turbin angin Savonius dengan pengganggu silinder sirkular (n) dengan diameter turbin (d) = 101,6 mm sebagai fungsi dari jarak pengganggu (S/D), dimana S/D merupakan jarak pusat *returning blade* turbin angin dengan pusat silinder pengganggu. Penelitian dilakukan dengan S/D pada Rentang 1,5 sampai dengan 2,4 dengan kenaikan 0,1 setiap pengambilan datanya.



Gambar 4.4 Grafik putaran turbin angin Savonius berpengganggu (n) sebagai fungsi jarak pada $S/D = 1,4 - 2,4$

Gambar 4.4 memperlihatkan bahwa pada jarak S/D tertentu, seiring dengan meningkatnya bilangan Reynolds, maka putaran dari turbin angin Savonius berpengganggu juga semakin tinggi. Hal ini dikarenakan kecepatan angin yang menabrak turbin angin Savonius berpengganggu sangat berpengaruh terhadap

putaran dari turbin angin. Semakin tinggi kecepatan angin, maka putaran yang dihasilkan oleh turbin juga semakin tinggi. Pada jarak $S/D = 1,5$; nilai putaran pada bilangan Reynolds 3×10^4 adalah sebesar 165,58 rpm, sedangkan pada bilangan Reynolds 6×10^4 nilai putarannya sebesar 452,45 rpm dan pada bilangan Reynolds 9×10^4 nilai putaran yang dihasilkan adalah 630,69 rpm.

Grafik 4.4 juga menunjukkan adanya kenaikan nilai putaran pada S/D 1,4 sampai 1,6. Hal ini dikarenakan penambahan silinder pengganggu di depan *returning blade* dapat mereduksi gaya hambat pada *returning blade*. Penambahan pengganggu ini pula menyebabkan *shear layer* dari silinder pengganggu memberikan gangguan terhadap *boundary layer returning blade*. Sehingga *boundary layer returning blade* terganggu dan mempercepat transisi aliran dari laminar menjadi turbulen. Oleh karena itu momentum aliran di dekat dinding kontur *returning blade* menjadi lebih besar dan akibatnya aliran lebih dapat menahan *adverse pressure gradien* serta gaya gesek yang terjadi sehingga titik separasi mundur ke belakang dan daerah *wake* menyempit. Sehingga torsi yang dihasilkan oleh *returning blade* juga akan turun dan membuat selisih torsi antara *returning blade* dan *advancing blade* akan semakin besar. Hal ini dapat meningkatkan daya turbin dan putaran yang dihasilkan oleh turbin.

Selain itu, dengan penambahan silinder pengganggu di depan *returning blade*, menyebabkan tekanan di depan *returning blade* akan menurun, sedangkan tekanan di belakang *returning blade* diasumsikan sama seperti tidak menggunakan silinder pengganggu. Sehingga gaya *pressure drag* yang mengakibatkan selisih tekanan antara di depan dan di belakang *returning blade* menurun. Akibatnya selisih gaya *drag* antara *returning blade* dan *advancing blade* semakin besar. Hal ini akan menghasilkan torsi semakin besar, sehingga daya dan putaran juga meningkat.

Selain itu pada jarak 1,6 sampai 2,4 nilai putaran mengalami penurunan. Pada variasi jarak yang dekat, *shear layer*

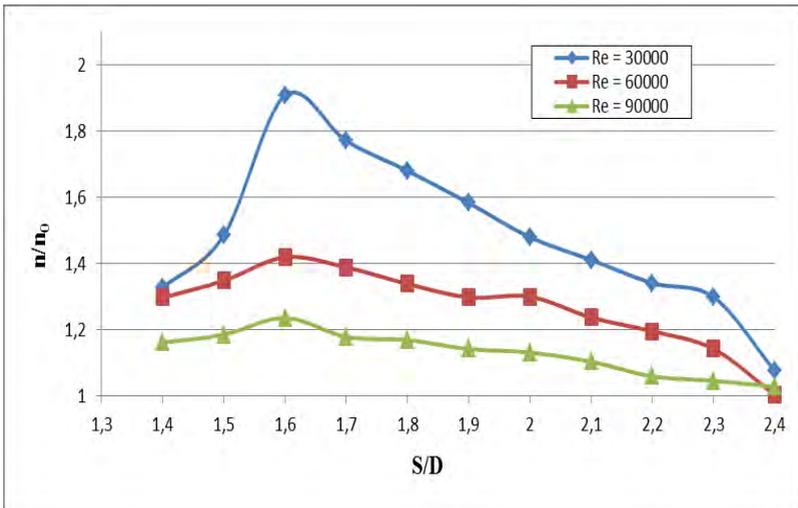
dari silinder pengganggu akan sangat efektif mengganggu *boundary layer* dari *returning blade*. Apabila jarak silinder pengganggu semakin jauh, maka *shear layer* dari silinder pengganggu sudah semakin tidak efektif lagi mengganggu *boundary layer returning blade*, pada jarak yang sangat jauh akan seperti tidak menggunakan pengganggu.

Untuk ketiga bilangan Reynolds yang digunakan pada penelitian ini, didapati kesimpulan bahwa nilai puncak (*peak value*) dari putaran turbin angin Savonius berpengganggu berada pada jarak $S/D = 1,6$. Ini menunjukkan bahwa pada posisi pengganggu dengan $S/D = 1,6$ di depan *returning blade* memberikan kinerja yang optimal pada turbin Savonius yang diteliti.

Pada gambar 4.4 juga terlihat bahwa pada nilai S/D yang berbeda akan didapati nilai putaran yang sama. Hal ini dapat terjadi dikarenakan karakteristik turbin angin savonius dengan silinder pengganggu $d/D 0,75$ memiliki titik optimal putaran pada $S/D 1,6$, yaitu S/D yang memiliki nilai putaran paling optimal. Setelah melewati titik optimal tersebut maka nilai putaran dari turbin angin savonius akan menurun dikarenakan dengan menambahnya S/D maka kerugian yang terjadi juga akan semakin menurun. S/D semakin kecil maka posisi silinder pengganggu dengan *returning blade* akan semakin dekat sehingga mengakibatkan kurang efektifnya *boundary layer* menerima gangguan, sebaliknya jika S/D semakin besar/jauh maka ada suatu posisi dimana gangguan menjadi efektif. Tetapi bila terlalu besar jarak S/D maka pemasangan pengganggu sudah tidak efektif lagi sehingga sifat dua silinder tidak saling mempengaruhi.

Gambar 4.5 menunjukkan grafik perbandingan putaran antara turbin angin Savonius dengan pengganggu silinder sirkular dengan diameter (d) = 101,6 mm dan tanpa silinder pengganggu (n/n_0). Pada $Re = 3 \times 10^4$ kenaikan terbesar dari putaran sebesar 1,9 kali terhadap nilai putaran turbin angin Savonius tanpa pengganggu sementara untuk $Re = 6 \times 10^4$ kenaikan maksimal dari

putaran sebesar 1,4 kali dan pada $Re = 9 \times 10^4$ kenaikan maksimal dari putaran sebesar 1,23 kali.



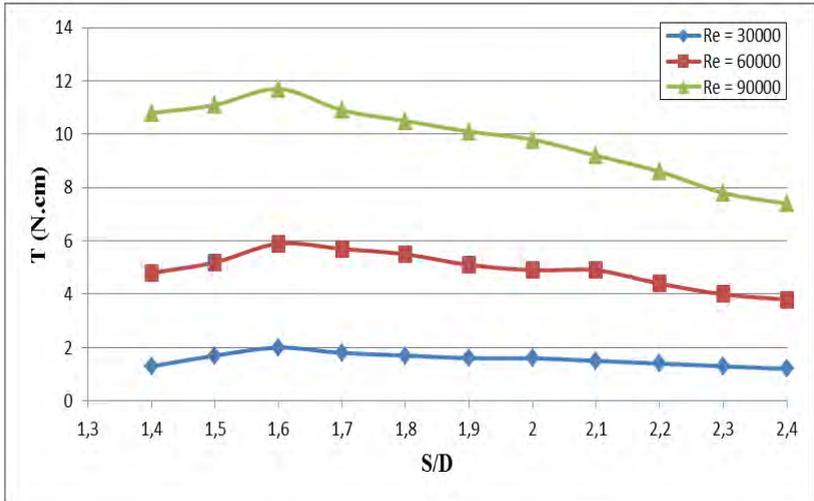
Gambar 4.5 Grafik perbandingan putaran antara turbin angin Savonius berpengganggu dan tanpa silinder pengganggu (n/n_0) sebagai fungsi jarak pada $S/D = 1,4 - 2,4$

Pada semua bilangan Reynolds yang diteliti dan untuk $S/D = 1,4 - 2,4$; semua nilai menunjukkan bahwa perbandingan putaran memiliki nilai lebih besar dari satu. Hal ini menjelaskan bahwa dengan diletakkannya silinder pengganggu di depan *returning blade*, terbukti efektif meningkatkan performa turbin.

4.4.2 Torsi Statis sebagai Fungsi Jarak pada $S/D = 1,5 - 2,4$

Pembahasan berikutnya adalah mengenai hasil pengukuran torsi statis, dimana torsi statis adalah torsi yang diukur ketika turbin angin berada dalam keadaan tidak berputar dan membentuk bukaan sudu pada sudut 0° seperti pada gambar 4.6. Grafik tersebut ditampilkan dalam nilai torsi statis sebagai fungsi S/D , dimana S/D merupakan jarak pusat *returning blade* turbin angin dengan pusat silinder pengganggu. Penelitian dilakukan dengan

S/D pada rentang 1,4 sampai dengan 2,4 dengan kenaikan 0,1 setiap pengambilan data.



Gambar 4.6 Grafik torsi statis turbin angin Savonius berpengganggu (T) sebagai fungsi jarak pada S/D = 1,4 – 2,4

Gambar 4.7 menunjukkan grafik torsi statis pada turbin angin Savonius dengan pengganggu silinder sirkular dengan diameter (d) = 101,6 mm pada S/D 1,4 – 2,4. Grafik ini memperlihatkan bahwa pada jarak S/D yang sama, seiring dengan meningkatnya bilangan Reynolds, maka torsi statis dari turbin angin Savonius berpengganggu juga semakin tinggi. Hal ini dikarenakan kecepatan angin yang menabrak turbin angin Savonius berpengganggu sangat berpengaruh terhadap torsi statis dari turbin angin. Semakin tinggi kecepatan angin, maka gaya yang digunakan untuk menahan turbin juga semakin tinggi. Sehingga torsi yang dihasilkan juga semakin besar. Pada jarak S/D = 1,5; nilai torsi statis pada bilangan Reynolds 3×10^4 adalah sebesar 1,5 N.cm, sedangkan pada bilangan Reynolds 6×10^4

nilai torsi statisnya sebesar 5,2 dan pada bilangan Reynolds 9×10^4 nilai torsi statis yang terukur adalah 11,1 N.cm.

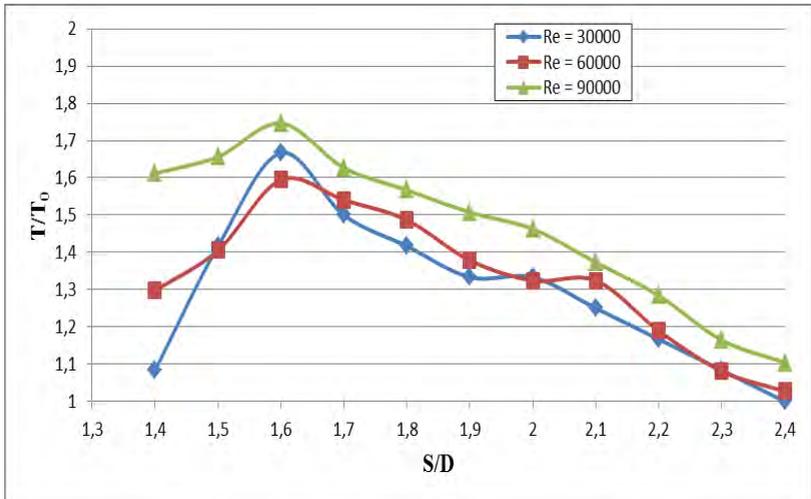
Dari gambar 4.7 terdapat informasi bahwa nilai torsi statis mengalami kenaikan dari titik 1,4 sampai dengan 1,6 dan selanjutnya mengalami penurunan sampai pada S/D 2,4. Penambahan silinder pengganggu di bagian depan *returning blade* dapat mengurangi gaya hambat yang terjadi pada bagian *returning blade*. Hal ini dikarenakan *shear layer* pada silinder pengganggu menyebabkan gangguan yang terjadi pada *boundary layer returning blade* sehingga mempercepat transisi aliran dari laminar menjadi turbulen. Momentum aliran yang berada pada *returning blade* menjadi lebih besar dan aliran lebih dapat menahan *adverse pressure gradien* serta gaya gesek yang terjadi sehingga titik separasi mundur ke belakang dan daerah *wake* menyempit. Sehingga torsi yang dihasilkan oleh *Returning blade* juga akan turun dan membuat selisih torsi antara *returning blade* dan *advancing blade* akan semakin besar.

Hal lain yang terjadi adalah tekanan di bagian depan *returning blade* menjadi turun dan di bagian belakang *blade* yang sama tidak mengalami penurunan sehingga selisih tekanan gaya hambat mengalami penurunan dan selisih gaya hambat antar sudu *advancing* dan *returning* menjadi lebih besar. Selisih gaya hambat yang semakin besar ini akan mengakibatkan torsi yang terjadi menjadi semakin besar.

Penurunan torsi statis yang terjadi pada S/D 1,6 – 2,4 terjadi dikarenakan variasi jarak yang diperlakukan pada penelitian ini. Dimana dengan jarak yang dekat akan mengakibatkan *shear layer* dari silinder pengganggu akan efektif mengganggu *boundary layer* dari sudu *returning blade* turbin Savonius. Jika jarak tersebut semakin dijauhkan maka *shear layer* tersebut tidak lagi efektif mengganggu *boundary layer* sudu *returning blade*.

Nilai puncak yang diperoleh dari torsi statis ini didapat pada titik S/D 1,6 dimana pada ketiga nilai Reynolds torsi statis yang terbentuk adalah; 3×10^4 memiliki torsi statis sebesar 2

N.cm, 6×10^4 memiliki torsi statis sebesar 5,9 N.cm dan pada bilangan Reynolds 9×10^4 memiliki torsi statis sebesar 11,1 N.cm. Pada S/D 1,6 kinerja turbin angin Savonius berpengganggu menjadi optimal jika dibandingkan dengan titik lainnya.



Gambar 4.7 Grafik perbandingan torsi statis antara turbin angin Savonius berpengganggu dan tanpa silinder pengganggu (T/T_0) sebagai fungsi jarak pada $S/D = 1,4 - 2,4$

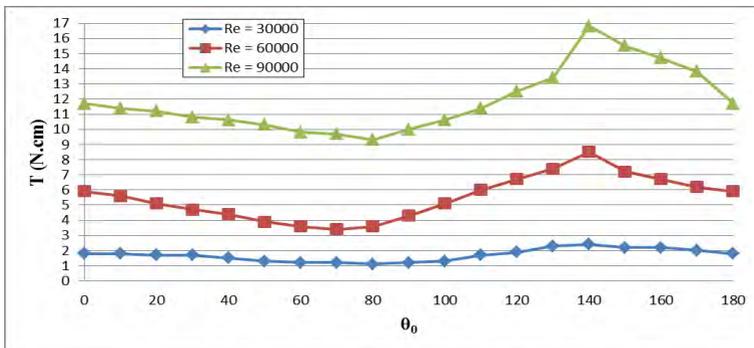
Gambar 4.8 menunjukkan grafik perbandingan torsi statis antara turbin angin Savonius dengan pengganggu silinder sirkular dengan diameter (d) = 101,6 mm dan tanpa silinder pengganggu (T/T_0), dimana torsi statis adalah torsi yang diukur ketika turbin angin berada dalam keadaan tidak berputar dan membentuk bukaan sudu pada sudut 0° . Dari gambar 4.8 dapat dilihat bahwa semua nilai T/T_0 adalah diatas 1. Hal ini menunjukkan bahwa penempatan silinder pengganggu di depan *returning blade* terbukti efektif meningkatkan performa turbin angin Savonius. Kenaikan torsi statis pada S/D 1,6, dimana pada S/D ini performa turbin angin savonius memiliki kinerja yang paling bagus, adalah; pada $Re = 3 \times 10^4$ mengalami kenaikan torsi statis sebesar 1,67 kali

terhadap nilai torsi statis turbin angin Savonius tanpa pengganggu sementara pada $Re = 6 \times 10^4$ kenaikan torsi statis sebesar 1,6 kali dan pada $Re = 9 \times 10^4$ kenaikan torsi statis memiliki nilai terbesar yaitu 1,74 kali.

Pada penelitian **Mohammed et al (2010)**, mengemukakan bahwa dengan menempatkan pengganggu pada bagian depan sisi *returning blade* akan menciptakan nilai torsi negatif pada sudut *returning* sehingga akan mengakibatkan nilai torsi statis akan meningkat. Percobaan yang dilakukan telah sesuai dengan teori yang dikemukakan oleh **Mohammed (2010)**.

4.4.2.1 Torsi Statis sebagai Fungsi Sudut Bukaannya pada Jarak S/D = 1,6

Gambar 4.9 menunjukkan grafik torsi statis turbin angin Savonius dengan pengganggu silinder sirkular (T) dengan diameter (d) = 101,6 mm dan pada kondisi bilangan Reynolds sebesar 3×10^4 , 6×10^4 dan 9×10^4 , dimana torsi statis adalah torsi yang diukur ketika turbin angin berada dalam keadaan tidak berputar. Grafik tersebut ditampilkan dalam nilai torsi statis sebagai fungsi sudut pada jarak S/D 1,6 dimana pada jarak S/D tersebut memiliki torsi statis paling besar. Penelitian dilakukan dengan sudut bukaan sudu pada rentang 0° sampai dengan 180° dengan kenaikan 10° tiap pengambilan data.



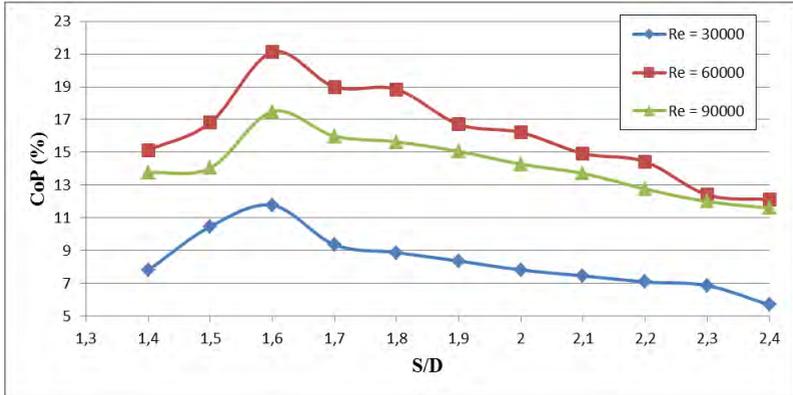
Gambar 4.8 Grafik torsi statis turbin angin Savonius berpengganggu (T) sebagai fungsi sudut (θ) pada jarak S/D = 1,6

Dari gambar 4.9 dapat dilihat bahwa pada sudut yang sama, seiring dengan meningkatnya bilangan Reynolds, maka torsi statis dari turbin angin Savonius berpengganggu juga semakin tinggi. Kecepatan angin yang menabrak turbin angin Savonius berpengganggu sangat berpengaruh terhadap torsi statis dari turbin. Semakin tinggi kecepatan angin, maka gaya yang digunakan untuk menahan turbin juga semakin tinggi. Sehingga torsi yang dihasilkan juga semakin besar. Pada sudut = 0° , nilai torsi statis pada bilangan Reynolds 3×10^4 adalah sebesar 1,8 N.cm, sedangkan pada bilangan Reynolds $9,0 \times 10^4$ nilai torsi statisnya sebesar 11,7 N.cm.

Selain itu, gambar 4.9 juga memperlihatkan bahwa pada bilangan Reynolds 3×10^4 ; 6×10^4 dan 9×10^4 nilai torsi statis mengalami kenaikan dan penurunan. Pada sudut 0° sampai dengan 80° nilai torsi statis mengalami penurunan. Sedangkan pada sudut 80° sampai dengan sudut 140° nilai torsi statis mengalami kenaikan. Dari sudut 140° sampai dengan 180° nilai dari torsi statis ini kembali menurun, dimana pada titik 180° memiliki nilai yang sama dengan bukaan sudut 0° . Perubahan posisi sudu mempengaruhi koefisien *drag* untuk tiap sudu. *Advancing blade* dengan koefisien *drag* yang lebih besar akan memberikan gaya dorong yang lebih besar dibandingkan dengan *returning blade*. Momentum masing-masing sudu saling berlawanan, sehingga nilai torsi statis terbesar dan terkecil akan didapat pada posisi sudut tertentu.

Untuk ketiga bilangan Reynolds yang digunakan pada penelitian ini, semuanya menunjukkan bahwa nilai puncak (*peak value*) dari torsi statis turbin angin Savonius berpengganggu berada pada sudut 140° dan memiliki nilai paling Rendah pada bukaan sudut 80° . Hal Ini menunjukkan bahwa pada posisi sudut 140° memberikan kinerja yang optimal pada turbin Savonius berpengganggu silinder.

4.4.3 *Coefficient of Power (C_{op})* sebagai Fungsi Jarak pada S/D = 1,5 – 2,4



Gambar 4.9 Grafik *Coefficient of Power* turbin angin Savonius berpengganggu (*CoP*) sebagai fungsi jarak pada S/D = 1,4 – 2,4

Gambar 4.10 memperlihatkan bahwa pada bilangan Reynolds 3×10^4 ; 6×10^4 dan 9×10^4 nilai *Coefficient of Power* mengalami kenaikan dan penurunan. Pada jarak S/D 1,4 sampai dengan 1,6 nilai *Coefficient of Power* mengalami kenaikan. Hal ini dikarenakan penambahan silinder pengganggu di depan *returning blade* dapat mengurangi gaya *drag* pada sudu *returning blade*. Dengan adanya penambahan pengganggu menyebabkan *shear layer* dari silinder pengganggu memberikan gangguan terhadap *boundary layer returning blade*. Sehingga *boundary layer returning blade* terganggu dan mempercepat transisi aliran dari laminar menjadi turbulen. Oleh karena itu momentum aliran di dekat dinding kontur *returning blade* menjadi lebih besar dan akibatnya aliran lebih dapat menahan *adverse pressure gradien* serta gaya gesek yang terjadi sehingga titik separasi mundur ke belakang dan daerah *wake* menyempit. Daerah *wake* yang sempit ini mengakibatkan torsi yang dihasilkan oleh *returning blade* juga akan turun dan membuat selisih torsi antara *returning blade* dan

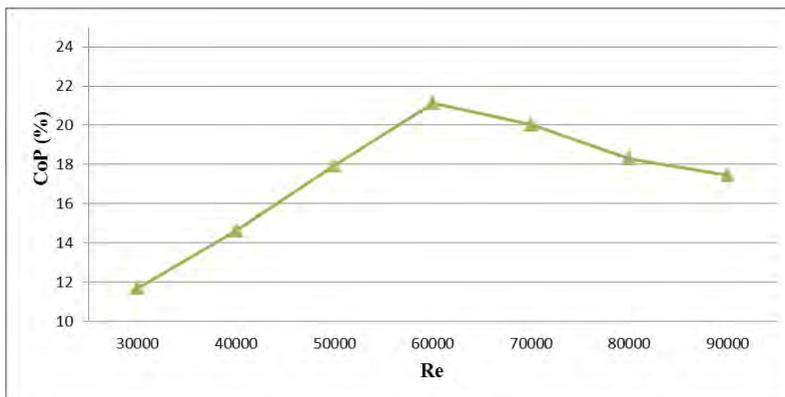
advancing blade akan semakin besar. Hal ini dapat meningkatkan daya yang dihasilkan oleh turbin.

Penambahan silinder pengganggu di depan *returning blade* juga akan menyebabkan tekanan di depan *returning blade* akan menurun, sedangkan tekanan di belakang *returning blade* tidak mengalami perubahan tekanan, sama seperti tidak menggunakan silinder pengganggu. Sehingga gaya *pressure drag* yang mengakibatkan selisih tekanan antara di depan dan di belakang *returning blade* menurun. Akibatnya selisih gaya *drag* antara *returning blade* dan *advancing blade* semakin besar. Hal ini akan menghasilkan torsi semakin besar, sehingga daya yang dihasilkan juga meningkat.

Sebaliknya, pada jarak S/D 1,6 sampai dengan 2,4 nilai *Coefficient of Power* mengalami penurunan. Selain pengaruh silinder pengganggu, variasi jarak juga memberikan efek pada *returning blade*. Pada variasi jarak yang dekat, *shear layer* dari silinder pengganggu akan sangat efektif mengganggu *boundary layer* dari *returning blade*. Apabila jarak silinder pengganggu dijauhkan, maka *shear layer* dari silinder pengganggu sudah semakin tidak efektif lagi mengganggu *boundary layer returning blade*, bahkan pada jarak yang sangat jauh akan seperti bila tidak ada pengganggu dan diasumsikan sebagai dua buah silinder yang tidak saling mempengaruhi. Untuk ketiga bilangan Reynolds yang digunakan pada penelitian ini, semuanya menunjukkan bahwa nilai puncak (*peak value*) *Coefficient of Power* dari turbin angin Savonius berpengganggu berada pada jarak S/D = 1,6. Ini menunjukkan bahwa pada posisi pengganggu dengan S/D = 1,6 di depan *Returning blade* memberikan kinerja yang optimal pada turbin Savonius yang diteliti.

Gambar 4.10 juga menunjukkan grafik *Coefficient of Power* turbin angin Savonius dengan pengganggu silinder sirkular (CoP) dengan diameter (d) = 101,6 mm. Grafik tersebut menunjukkan nilai *Coefficient of Power* sebagai fungsi S/D, dimana S/D merupakan jarak pusat *returning blade* turbin angin dengan pusat silinder pengganggu. Penelitian dilakukan dengan

S/D pada Rentang 1,4 sampai dengan 2,4 dengan kenaikan 0,1 setiap pengambilan datanya. *Coefficient of Power* dari turbin angin Savonius berpengganggu mempunyai nilai *CoP* yang berbeda pula. Nilai *CoP* memiliki nilai yang optimal pada S/D tertentu. Setelah melewati titik S/D tersebut maka nilai *CoP* mengalami penurunan. Pada gambar 4.10 terlihat bahwa nilai *CoP* bilangan Reynolds 6×10^4 memiliki nilai yang paling besar kemudian disusul berturut – turut oleh nilai *CoP* pada bilangan Reynolds 9×10^4 dan 3×10^4 . Hal ini disebabkan oleh karakteristik turbin angin Savonius yang digunakan pada penelitian kali ini memiliki nilai bilangan Reynolds optimal pada 6×10^4 yaitu nilai bilangan Reynolds yang mempunyai *CoP* maksimal seperti yang terlihat pada gambar 4.11. Pada jarak S/D = 1,6; nilai *Coefficient of Power* paling optimal pada bilangan Reynolds 6×10^4 adalah sebesar 21,125 %, kemudian disusul berurutan pada bilangan Reynolds $9,0 \times 10^4$ dengan nilai *Coefficient of Power* sebesar 17,48 % dan pada bilangan Reynolds 3×10^4 dengan nilai *CoP* 11,77%. Berikut gambar 4.11 yang akan menjelaskan mengenai titik optimal yang diperoleh pada penelitian kali ini dengan variasi bilang Reynolds.

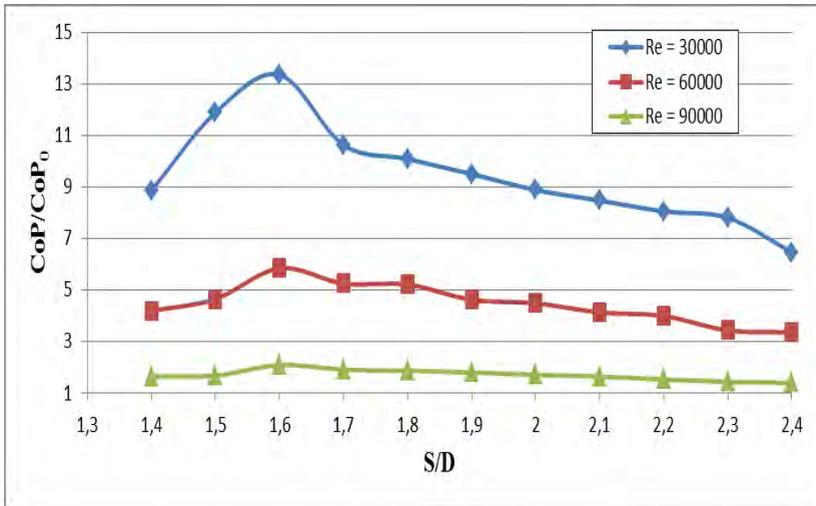


Gambar 4.10 Grafik *Coefficient of Power* turbin angin Savonius berpengganggu (CoP) pada jarak S/D = 1,6 sebagai fungsi bilangan Reynolds

Gambar 4.11 menunjukkan grafik *Coefficient of Power* turbin angin Savonius dengan pengganggu silinder sirkular (CoP) dengan diameter (d) = 76,2 mm sebagai fungsi bilangan Reynolds (Re) pada jarak S/D 1,6 dimana pada jarak S/D tersebut memiliki performa yang optimal. Penelitian dilakukan pada bilangan Reynolds 3×10^4 sampai dengan 19×10^5 dengan kenaikan setiap 1×10^4 tiap pengambilan data. Gambar 4.11 memperlihatkan bahwa seiring dengan meningkatnya bilangan Reynolds, maka *Coefficient of Power* dari turbin angin Savonius akan bertambah dan setelah melewati titik optimalnya akan mengalami penurunan. Dimana dari gambar 4.11 terlihat bahwa terjadi kenaikan pada bilangan Reynolds 3×10^4 sampai dengan 6×10^4 dan mengalami penurunan pada bilangan Reynolds 6×10^4 sampai dengan 9×10^4 .

Secara umum, kenaikan bilangan Reynolds diiringi dengan kenaikan *Coefficient of Power*. Hal ini diakarenakan daya *output* dan *input* menjadi naik, tetapi kenaikan daya *output* lebih besar daripada daya *input* turbin sehingga nilai *CoP* menjadi meningkat. Apabila semakin besar nilai bilangan Reynolds maka aliran pada *boundary layer* turbin angin savonius yang sudah turbulen akan tidak mengalami perubahan apabila ditambahkan pengganggu di depan sisi *returning blade*. Semakin besarnya bilangan Reynolds maka gaya gesek yang terjadi juga akan semakin besar. Sehingga nilai *CoP* akan menurun.

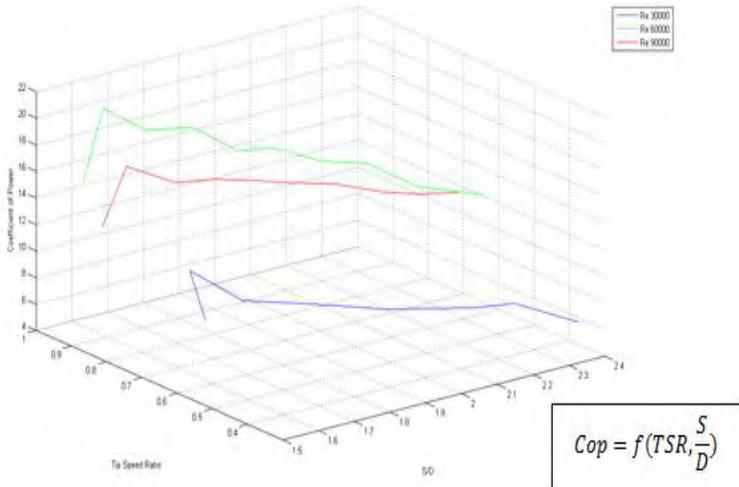
Gambar 4.12 menunjukkan grafik perbandingan *CoP* pada S/D 1,4 - 2,4 lalu dibandingkan dengan data *CoP* tanpa adanya penghalang (CoP_0). Pada $Re = 3 \times 10^4$, nilai *CoP* turbin dengan pengganggu memiliki nilai kenaikan terbesar yaitu 13,35 kali atau memiliki kenaikan performa (*relative increasement*) sebesar 1235% dari *CoP* turbin tanpa pengganggu sementara untuk $Re = 6 \times 10^4$ kenaikan maksimal dari *Coefficient of Power* sebesar 5,83 kali atau memiliki kenaikan performa (*relative increasement*) sebesar 483 % dan pada $Re = 9,0 \times 10^4$ kenaikan maksimal dari *Coefficient of Power* sebesar 2,08 kali atau memiliki kenaikan performa (*relative increasement*) sebesar 108 %.



Gambar 4.11 Grafik perbandingan *Coefficient of Power* antara turbin angin Savonius berpengganggu dan tanpa silinder pengganggu (CoP/CoP_0) sebagai fungsi jarak pada $S/D = 1,4 - 2,4$

Pada gambar 4.12 menunjukkan grafik perbandingan nilai *performance* turbin angin Savonius dengan pengganggu dibandingkan dengan tanpa menggunakan pengganggu (CoP/CoP_0). Adapun tujuan untuk melakukan perbandingan data ini adalah untuk mengetahui seberapa besar kenaikan performa turbin angin Savonius setelah diberikan pengganggu sesuai dengan data yang telah disebutkan. Pada ketiga nilai bilangan Reynolds yang diteliti, nilai CoP/CoP_0 mempunyai nilai di atas satu. Dari hal ini dapat disimpulkan adanya penghalang berupa silinder sirkuler pada bagian depan sudu *returning blade* turbin angin Savonius dengan perbandingan d/D (perbandingan diameter silinder sirkuler pengganggu dengan diameter turbin angin Savonius) sebesar 0,75 terbukti efektif meningkatkan performa turbin angin tipe Savonius dimana pernyataan ini diperoleh berdasarkan eksperimen yang telah dilakukan.

4.4.4 *Coefficient of Power* sebagai fungsi Tip Speed Ratio (λ) jarak pada $S/D = 1,5 - 2,4$



Gambar 4.12 Grafik *Coefficient of Power* Turbin Angin Savonius berpengganggu sebagai Fungsi TSR dan S/D pada bilangan Reynolds $3,0 \times 10^4$, $6,0 \times 10^4$ dan $9,0 \times 10^4$

Gambar 4.11 menunjukkan Grafik *Coefficient of Power* turbin angin Savonius berpengganggu dengan diameter (d) = 76,2 mm. Grafik tersebut ditunjukkan dalam nilai *Coefficient of Power* sebagai fungsi TSR dan S/D. Dari grafik diatas dapat disimpulkan bahwa urutan nilai *CoP* paling tinggi pada bilangan Reynolds; 6×10^4 , 9×10^4 dan 3×10^4 . Dari urutan ini dapat disimpulkan bahwa kenaikan kecepatan tidak diiringi dengan kenaikan nilai *CoP* dengan peningkatan TSR. Hal ini telah sesuai dengan apa yang dikatakan pada hukum Betz dimana nilai *CoP* tidak berbanding lurus dengan nilai TSR. Pada $S/D = 1,6$; nilai *CoP* pada bilangan Reynolds 3×10^4 adalah 11,77% dengan nilai TSR 0,655, bilangan Reynolds 6×10^4 adalah 21,12% dengan nilai TSR 0,91 dan pada bilangan Reynolds 9×10^4 adalah 17,48% dengan nilai TSR 0,845.

Hukum Betz menyatakan bahwa efisiensi tertinggi turbin angin savonius didapatkan pada nilai $0.7 < TSR < 1.0$. Menurut data yang telah didapatkan bahwa S/D 1,6 merupakan jarak optimal dimana turbin angin savonius berpengganggu mampu menghasilkan daya yang maksimal dengan ketiga nilai bilangan Reynolds yang berbeda. Dengan grafik 4.13 diatas, maka dapat dilihat hubungan antara TSR, CoP , pada setiap jarak S/D. Jika kita mengamati S/D optimum, maka didapatkan nilai CoP yang paling besar pada bilangan Reynold 6×10^4 yang memiliki TSR tertinggi yaitu 0,86, dimana nilai CoP berbanding lurus dengan nilai TSR. Hal ini membuktikan bahwa penelitian yang dilakukan ini telah sesuai dengan teori yang dikemukakan oleh hukum Betz.

Grafik sebelumnya telah memperlihatkan bahwa pada bilangan Reynolds 3×10^4 ; 6×10^4 dan 9×10^4 nilai *Coefficient of Power* mengalami fluktuasi. Pada jarak S/D 1,5 sampai dengan 1,6 nilai *Coefficient of Power* mengalami kenaikan. Dengan menempatkan silinder pengganggu di depan *returning blade* terbukti efektif untuk mengurangi gaya hambat yang terjadi pada *returning blade*. Dari hasil ini diduga adanya penambahan pengganggu menyebabkan *shear layer* dari silinder pengganggu memberikan gangguan terhadap *boundary layer* sudu *returning blade*. Sehingga *boundary layer returning blade* terganggu dan mempercepat transisi aliran dari laminar menjadi turbulen. Oleh karena itu momentum aliran di dekat dinding kontur *returning blade* menjadi meningkat dan aliran menciptakan nilai *adverse pressure gradien* yang lebih tinggi, mengakibatkan gaya gesek yang terjadi menjadi berkurang sehingga titik separasi mundur ke belakang dan daerah *wake* menyempit. Sehingga torsi yang dihasilkan oleh *returning blade* juga akan turun dan membuat selisih torsi antara *returning blade* dan *advancing blade* akan semakin besar. Hal ini dapat meningkatkan daya dan putaran yang dihasilkan oleh turbin. Sehingga nilai *Coefficient of Power* dan TSR mengalami kenaikan.

Selain itu, penempatan silinder pengganggu di depan *returning blade* mengakibatkan tekanan di depan *returning blade*

akan menurun, sedangkan tekanan di belakang *returning blade* diasumsikan tetap sama seperti tidak menggunakan silinder pengganggu. Sehingga gaya *pressure drag* yang mengakibatkan selisih tekanan antara di depan dan di belakang *returning blade* menurun. Akibatnya selisih gaya *drag* antara *returning blade* dan *advancing blade* semakin besar. Hal ini akan menghasilkan torsi semakin besar, sehingga daya juga meningkat.

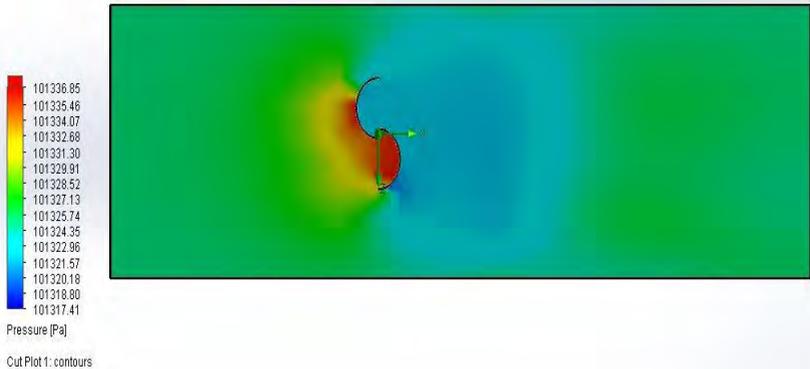
Sebaliknya, pada jarak S/D 1,6 sampai dengan 2,4 nilai putaran mengalami penurunan. Selain pengaruh dari penempatan silinder pengganggu, didapatkan bahwa variasi jarak S/D juga memberikan efek pada turbin angin Savonius. Pada variasi jarak 1,5 - 1,6, *shear layer* dari silinder pengganggu akan sangat efektif mengganggu *boundary layer* dari *returning blade*. Apabila jarak silinder pengganggu semakin jauh, maka *shear layer* dari silinder pengganggu sudah semakin tidak lagi efektif mengganggu *returning blade*, bahkan pada jarak yang sangat jauh akan seperti bila tidak ada pengganggu.

Untuk ketiga bilangan Reynolds yang digunakan pada penelitian ini, semuanya menunjukkan bahwa nilai puncak *Coefficient of Power* dari turbin angin Savonius berpengganggu berada pada jarak S/D = 1,6. Ini menunjukkan bahwa pada posisi pengganggu dengan S/D yang sama di depan *returning blade* memberikan kinerja yang optimal pada turbin Savonius yang diteliti.

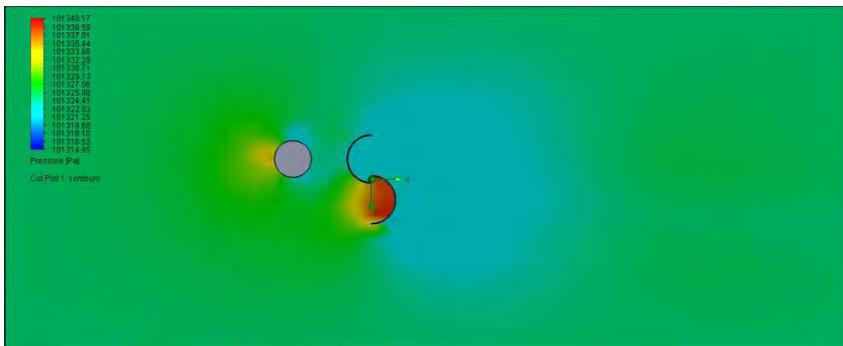
4.5 Simulasi Aliran pada Turbin Angin Savonius Berpengganggu dengan $d/D = 0,75$ menggunakan Software Solidworks

Dengan menggunakan *software solidworks*, dilakukan simulasi aliran yang terjadi pada turbin angin savonius tanpa pengganggu dan dengan pengganggu dengan $d/D = 0,75$ pada S/D yang optimal atau pada S/D = 1,6.

4.5.1 Simulasi Tekanan pada Turbin Angin Savonius tanpa Pengganggu dan Berpengganggu



Gambar 4.13 Simulasi Tekanan Turbin Angin Savonius tanpa pengganggu pada bilangan Reynolds 6×10^4



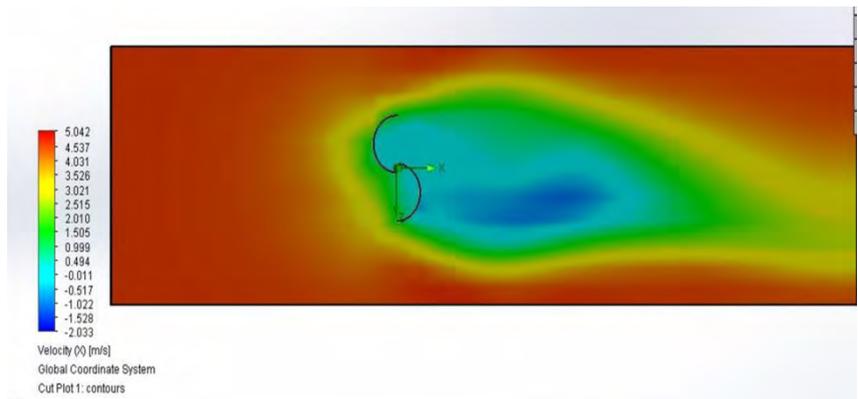
Gambar 4.14 Simulasi Tekanan Turbin Angin Savonius berpengganggu pada S/D 1,6 bilangan Reynolds 6×10^4

Pada gambar 4.14 menunjukkan simulasi tekanan pada turbin angin savonius tanpa menggunakan pengganggu. Dapat terlihat bahwa pada variasi bilangan Reynolds 6×10^4 , kedua

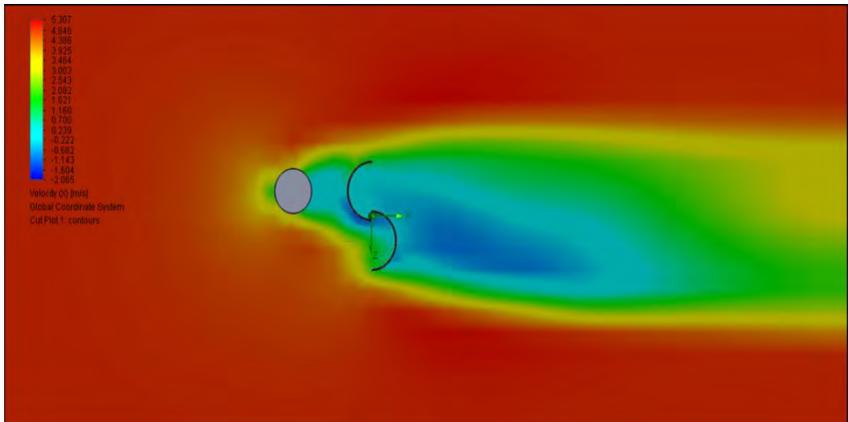
sudu mengalami tekanan yang sama pada sudu *advancing* dan *returning blade*. Hal ini menunjukkan bahwa tanpa adanya pemberian pengganggu maka sudu *advancing* dan *returning* menerima tekanan yang sama. Sehingga akan menyebabkan terjadinya selisih gaya hambat pada kedua sudu. Prinsip kerja dari turbin angin Savonius adalah karena adanya perbedaan gaya hambat pada kedua sudu dimana sudu *advancing* memiliki gaya hambat yang lebih besar daripada sudu *returning*.

Setelah menggunakan penghalang, terlihat dari simulasi bahwa tekanan ada bagian sudu *returning blade* menjadi berkurang sedangkan pada bagian belakang *returning blade* tidak mengalami perubahan tekanan. Hal ini akan mengakibatkan gaya hambat pada *returning blade* akan menurun sehingga selisih gaya hambat pada kedua sudu menjadi lebih besar dan secara langsung akan menciptakan torsi yang besar pula. Dengan meningkatnya nilai torsi ini maka akan didapat nilai performa yang akan lebih besar.

4.5.2 Simulasi Kontur Kecepatan pada Turbin Angin Savonius tanpa Pengganggu dan Berpengganggu



Gambar 4.15 Simulasi kecepatan aliran Turbin Angin Savonius tanpa pengganggu pada bilangan Reynolds 6×10^4

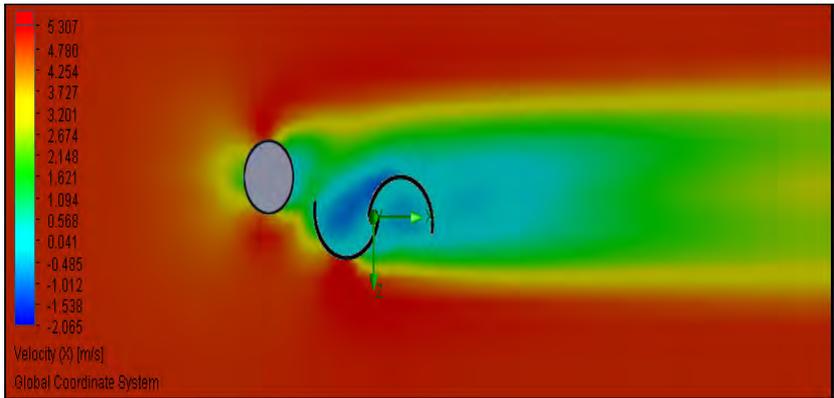


Gambar 4.16 Simulasi kecepatan aliran Turbin Angin Savonius dengan pengganggu silinder sirkular pada d/D 0,75 dan pada S/D 1,6 pada bilangan Reynolds 6×10^4

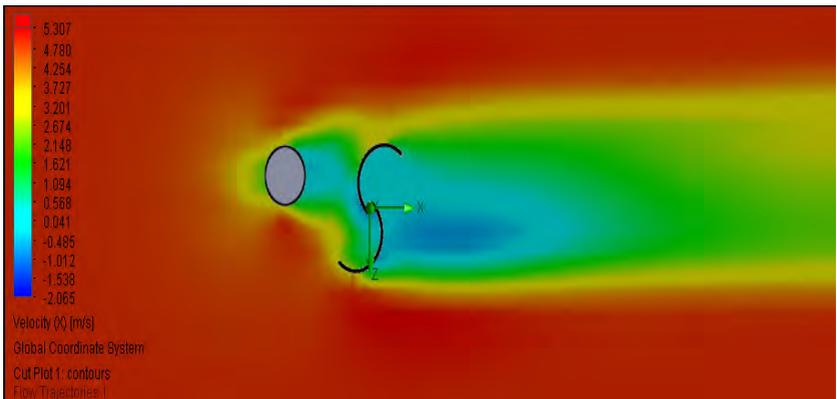
Pada gambar 4.14 menunjukkan fenomena kecepatan aliran yang terjadi pada turbin angin savonius tanpa menggunakan pengganggu. Dari gambar simulasi tersebut dapat terlihat bahwa tanpa adanya silinder pengganggu maka bagian depan sudu *advancing* dan *returning blade* mendapat kecepatan aliran yang sama. Hal ini akan mengakibatkan turbin angin Savonius dapat bekerja yang dikarenakan adanya selisih gaya hambat yang terjadi pada kedua sudu.

Dengan adanya silinder pengganggu maka terjadi perubahan kecepatan aliran yang signifikan dan pada sudu *returning blade* turbin Savonius. Hal ini akan memperkecil gaya drag pada bagian *returning blade* dikarenakan daerah wake yang terjadi dibelakang silinder pengganggu akan mempercepat pembentukan *boundary layer returning blade* menjadi turbulen. Sehingga titik separasi mundur ke belakang. Fenomena tersebut juga dapat memperkecil gaya hambat yang terjadi. Sehingga nilai performa dari turbin angin Savonius akan meningkat.

4.5.3 Simulasi Kontur Kecepatan pada Turbin Angin Savonius tanpa Pengganggu dan Berpengganggu pada posisi Sudut 80° dan 140°



Gambar 4.17 Kontur Kecepatan Aliran Turbin Angin Savonius dengan Pengganggu Silinder Sirkular pada d/D 0,75 dan pada S/D 1,6 pada Bilangan Reynolds 6×10^4 dengan variasi bukaan sudu 80°

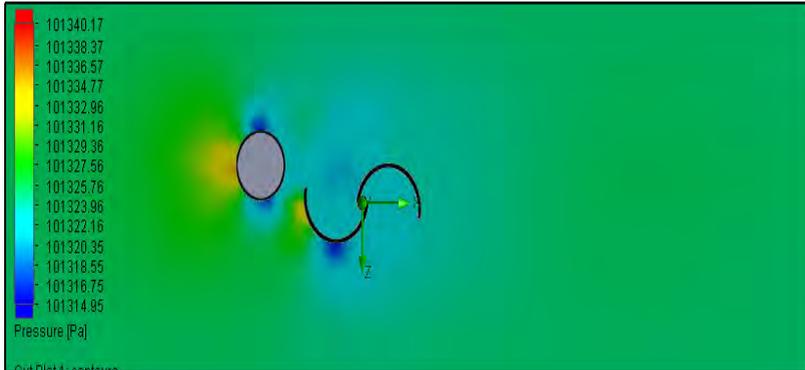


Gambar 4.18 Kontur Kecepatan Aliran Turbin Angin Savonius dengan Pengganggu Silinder Sirkular pada d/D 0,75 dan pada S/D 1,6 pada Bilangan Reynolds 6×10^4 dengan variasi bukaan sudu 140°

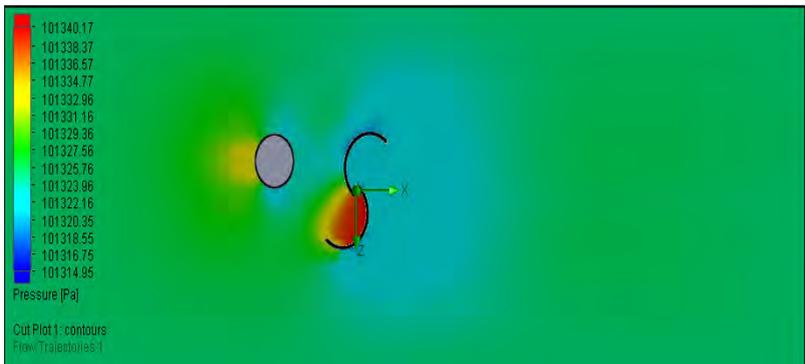
Gambar 4.16 dan gambar 4.17 menunjukkan kontur kecepatan turbin angin Savonius pada berbagai sudut dengan bilangan Reynolds 6×10^4 . Gambar diatas merepresentasikan bukaan sudu tidak optimal dan optimal turbin angin Savonius terhadap nilai torsi statis yang dihasilkan. Dimana pada bukaan sudu 80^0 memiliki nilai torsi statis yang paling kecil, sedangkan pada bukaan sudu 140^0 memiliki nilai torsi statis yang paling optimal. Sebelumnya pengambilan data ini dilakukan secara eksperimen pada tiap bukaan sudu $0^0 - 180^0$ dengan kenaikan 10^0 tiap pengambilan data.

Dapat dilihat pada gambar bahwa kecepatan pada bukaan sudut 180^0 bernilai maksimal. Hal ini dikarenakan gaya *drag* pada sudu *advancing blade* lebih besar daripada sudu *returning blade* yang disebabkan oleh perbedaan bentuk permukaan sudu, di mana sudu *advancing blade* memiliki koefisien *drag* yang lebih tinggi sehingga gaya *drag* yang terjadi lebih besar. Fungsi dari penempatan silinder pengganggu adalah manambah selisih gaya hambat pada kedua turbin angin Savonius menjadi lebih besar. Pada bukaan sudu 140^0 , fungsi dari silinder pengganggu sendiri pun dapat digunakan menjadi penyearah aliran menuju *advancing blade*. Hal ini akan mengakibatkan sudu *advancing* akan memiliki nilai gaya hambat yang bertambah, sedangkan pada sudu *returning* yang tidak mendapatkan aliran sebanyak sudu lainnya akan mengalami pengurangan gaya hambat sehingga nilai selisih gaya hambat dari kedua sudu akan bertambah. Secara langsung hal ini akan mengakibatkan nilai torsi yang dimiliki oleh turbin angin meningkat dan akan meningkatkan daya yang dihasilkan oleh turbin angin tipe Savonius.

4.5.4 Simulasi Kontur Tekanan pada Turbin Angin Savonius tanpa Pengganggu dan Berpengganggu pada posisi Sudut 80° dan 140°



Gambar 4.19 Kontur Tekanan Aliran Turbin Angin Savonius dengan Pengganggu Silinder Sirkular pada d/D 0,75 dan pada S/D 1,6 pada Bilangan Reynolds 6×10^4 dengan variasi bukaan sudu 80°



Gambar 4.20 Kontur Tekanan Aliran Turbin Angin Savonius dengan Pengganggu Silinder Sirkular pada d/D 0,75 dan pada S/D 1,6 pada Bilangan Reynolds 6×10^4 dengan variasi bukaan sudu 140°

Gambar 4.18 dan gambar 4.19 menunjukkan kontur tekanan turbin angin Savonius pada variasi bukaan sudu pada

S/D 1,6 dengan bilangan Reynolds 6×10^4 . Gambar diatas merepresentasikan bukaan sudu paling tidak optimal dan optimal turbin angin Savonius terhadap nilai torsi statis yang dihasilkan. Dimana pada bukaan sudu 80^0 memiliki nilai torsi statis yang paling kecil, sedangkan pada bukaan sudu 140^0 memiliki nilai torsi statis yang paling optimal. Pengambilan data ini dilakukan secara eksperimen pada tiap bukaan sudu $0^0 - 180^0$ dengan kenaikan 10^0 tiap pengambilan data.

Dapat dilihat pada gambar bahwa tekanan pada bukaan sudu *advancing* sebesar 140^0 bernilai lebih besar daripada pada bukaan sudu 80^0 . Hal ini dikarenakan aliran angin langsung dairahkan menuju sudu *advancing blade*, di mana sudu *advancing blade* memiliki koefisien *drag* yang lebih besar dari sudu *returning blade* sehingga gaya *drag* yang terjadi lebih besar. Fungsi dari penempatan silinder pengganggu adalah manambah selisih gaya hambat pada kedua turbin angin Savonius menjadi lebih besar. Pada bukaan sudu 140^0 , fungsi dari silinder pengganggu sendiri pun dapat digunakan menjadi penyearah aliran menuju *advancing blade*. Hal ini akan mengakibatkan sudu *advancing* akan memiliki nilai gaya hambat yang bertambah, sedangkan pada sudu *returning* yang tidak mendapatkan aliran sebanyak sudu lainnya akan mengalami pengurangan gaya hambat sehingga nilai selisih gaya hambat dari kedua sudu akan bertambah. Secara langsung hal ini akan mengakibatkan nilai torsi yang dimiliki oleh turbin angin meningkat dan akan meningkatkan daya yang dihasilkan ole turbin angin.

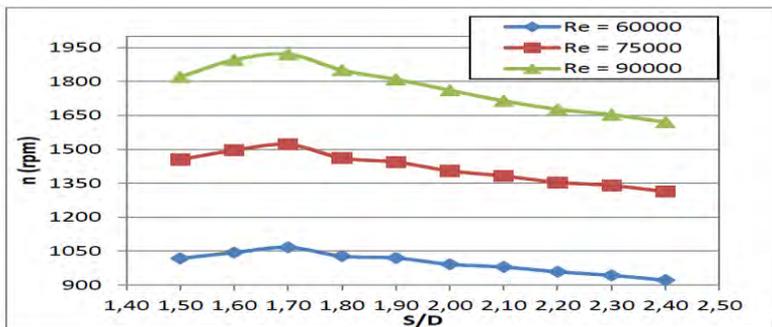
Penambahan silinder pengganggu di depan *returning blade* juga akan menyebabkan tekanan di depan *returning blade* akan menurun, sedangkan tekanan di belakang *returning blade* tidak mengalami perubahan tekanan, sama seperti tidak menggunakan silinder pengganggu. Sehingga gaya *pressure drag* yang mengakibatkan selisih tekanan antara di depan dan di belakang *returning blade* menurun. Akibatnya selisih gaya *drag* antara *returning blade* dan *advancing blade* semakin besar. Hal ini akan

menghasilkan torsi semakin besar, sehingga daya yang dihasilkan juga meningkat.

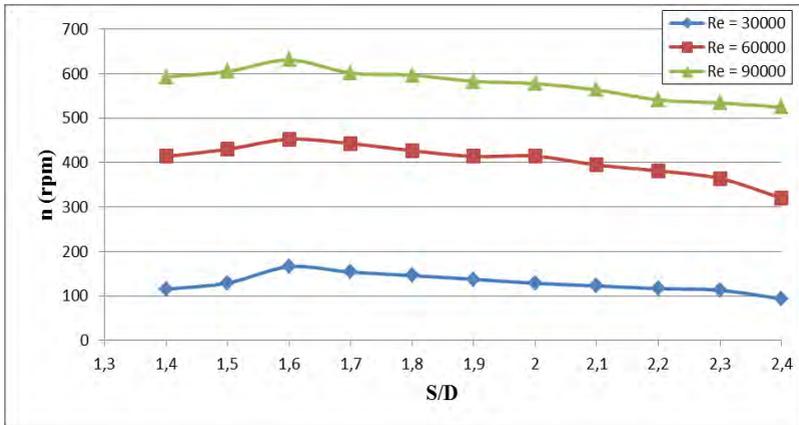
4.6 Perbandingan Penelitian Retno Dewi (2016)

Penelitian performa turbin angin Savonius dengan d/D 0,75 pada S/D 1,5 – 2,4 sebelumnya pernah dilakukan oleh **Retno Dewi (2016)** akan tetapi memiliki perbedaan variasi bilangan Reynolds dan prosedur serta tempat pengujian. Pada penelitian **Retno Dewi (2016)** memiliki variasi bilangan Reynolds 6×10^4 ; $7,5 \times 10^4$; 9×10^4 , dilakukan pada bagian dalam *wind tunnel* yang memiliki luasan 30 cm x 30 cm dan untuk mekanisme pengukuran daya menggunakan generator, sedangkan pada penelitian yang dilakukan ini memiliki variasi bilangan Reynolds 3×10^4 ; 6×10^4 ; 9×10^4 . Untuk kebutuhan penyamaan kondisi dengan kondisi aplikasinya maka penelitian ini dilakukan pada kondisi eksternal dengan mekanisme pengukuran daya menggunakan *brake dynamometer* yang digunakan juga oleh **Mahmoud et al (2012)**. Perbandingan hasil yang didapatkan kemudian dibagi menjadi 3 topik. Yaitu nilai putaran, torsi statis dan performa dari turbin angin tipe Savonius

4.6.1 Perbandingan Nilai Putaran Fungsi S/D 1,5 – 2,4



Gambar 4.21 Grafik putaran turbin angin Savonius berpengganggu (n) sebagai fungsi jarak pada $S/D = 1,5 - 2,4$ (Retno Dewi, 2016)



Gambar 4.22 Grafik putaran turbin angin Savonius berpengganggu (n) sebagai fungsi jarak pada $S/D = 1,4 - 2,4$ (Daniel Fernando, 2016)

Gambar 4.22 dan gambar 4.23 merupakan grafik nilai putaran terhadap S/D pada penelitian Retno Dewi (2016) dan penelitian yang telah dilakukan. Alat ukur yang digunakan adalah Tachometer dengan jenis yang sama. Variasi bilangan Reynolds pada penelitian Retno Dewi (2016) adalah 6×10^4 ; $7,5 \times 10^4$; 9×10^4 dan pada penilitan yang telah dilakukan 3×10^4 ; 6×10^4 ; 9×10^4 . Didapati S/D optimal terhadap nilai putaran pada penelitian Retno Dewi adalah 1,7 dan pada penelitian yang telah dilakukan adalah 1,6. Dengan masing – masing nilai putaran optimal pada penelitian Retno Dewi adalah pada $Re 6 \times 10^4$ sebesar 1067 rpm; $Re 7,5 \times 10^4$ sebesar 1522 rpm; $Re 9 \times 10^4$ sebesar 1920 rpm. Pada penelitian yang telah dilakukan memiliki nilai putaran optimal pada $Re 3 \times 10^4$ sebesar 165,58 rpm; $Re 6 \times 10^4$ sebesar 452,45 rpm; $Re 9 \times 10^4$ sebesar 630,69 rpm.

Perbedaan nilai putaran ini dapat terjadi dikarenakan perbedaan kondisi tempat penelitian. Pada penelitian yang dilakukan Retno Dewi dilakukan pada bagian dalam *wind tunnel* yang memiliki dimensi panjang 457 mm; lebar dan tinggi masing – masing sebesar 304 mm dengan dimensi turbin angin savonius memiliki diameter 60 mm; tinggi 80 mm dan diameter overlap

sebesar 14 mm, sedangkan penelitian baru dilakukan pada kondisi eksternal dengan menggunakan *blower* sebagai sumber aliran angin dan dimensi turbin angin Savonius memiliki dimensi diameter 101,6 mm; panjang 300 mm dan diameter overlap 13 mm. Penelitian yang dilakukan oleh Retno dewi tersebut mengalami efek *blockage* dikarenakan perbandingan luasan turbin angin Savonius dan *wind tunnel* adalah sebesar 18% dimana standard penelitian pada wind tunnel adalah sebesar 16%. Sedangkan pada penelitian yang telah dilakukan tidak mengalami efek *blockage* dikarenakan dilakukan pada kondisi eksternal. Menurut penelitian **Maskel (1963)** bahwa efek *blockage* akan megakibatkan nilai dari koefisien *drag* pada suatu benda uji akan meningkat sesuai dengan persamaan:

$$\frac{C_D}{C_{DC}} = 1 + \epsilon \left(C_D \frac{S}{c} \right) + \left(\frac{S}{c} \right)^2 \quad (4.9)$$

dimana:

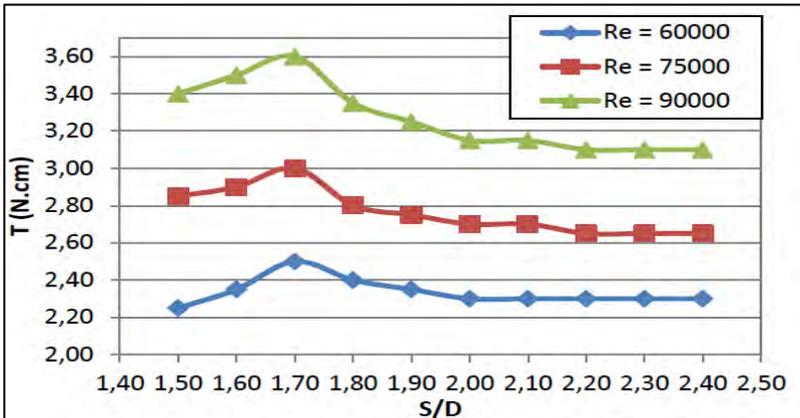
- C_D = Koefisien *drag* pada benda uji
- C_{DC} = Faktor koreksi koefisien *drag*
- S = Luasan benda uji
- c = Luasan *wind tunnel*

Dari persamaan 4.9 dapat dilihat bahwa seiring dengan naiknya nilai dari *blockage ratio* (S/C) maka nilai dari koefisien *drag* dari benda uji juga akan meningkat. Hal ini akan mengakibatkan selisih gaya *drag* yang terjadi pada kedua sudu akan meningkat. Sehingga nilai dari putaran yang dihasilkan oleh turbin angin juga akan meningkat

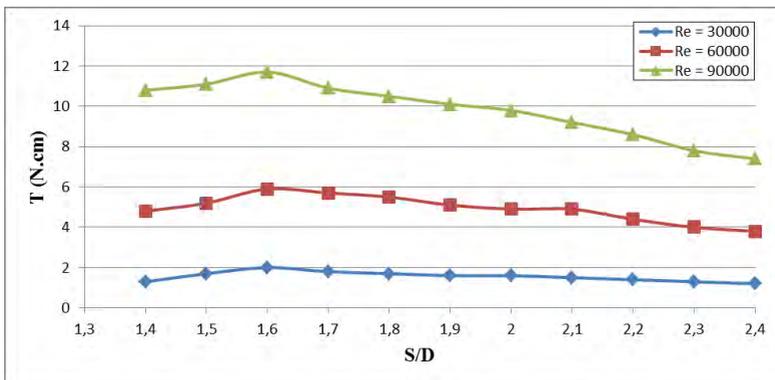
Hal lainnya yang mengakibatkan perbedaan nilai ini adalah perbedaan kecepatan pengujian. Pada penelitian Retno Dewi variasi kecepatan pengujian adalah 8,77 m/s, 10,77 m/s dan 13,16 m/s, sedangkan pada penelitian kali ini variasi kecepatan yang digunakan adalah 2,47 m/s, 4,95 m/s dan 7,43 m/s. Semakin besarnya kecepatan angin yang menabrak turbin angin Savonius maka nilai putaran yang dihasilkan juga akan semakin bertambah.

4.7.2 Perbandingan Nilai Torsi Statis Fungsi S/D 1,5 – 2,4

Perbandingan berikutnya yang akan ditampilkan adalah perbandingan nilai torsi statis pada kedua penelitian yang telah dilakukan. Ditemukan juga perbedaan nilai seperti pada nilai putaran. Perbedaan nilai tersebut dapat terlihat pada grafik berikut.



Gambar 4.23 Grafik torsi statis turbin angin Savonius berpengganggu (T) sebagai fungsi jarak pada $S/D = 1,5 - 2,4$ (Retno Dewi, 2016)



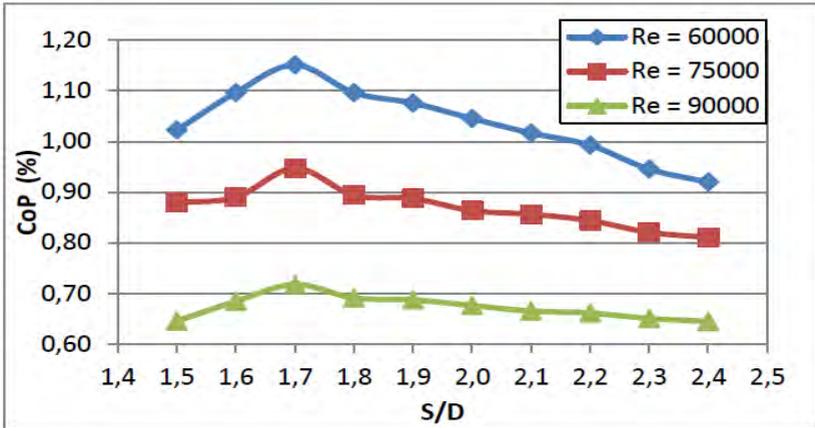
Gambar 4.24 Grafik torsi statis turbin angin Savonius berpengganggu (T) sebagai fungsi jarak pada $S/D = 1,4 - 2,4$ (Daniel Fernando, 2016)

Gambar 4.24 dan gambar 4.25 merupakan grafik nilai torsi statis terhadap S/D pada penelitian Retno Dewi (2016) dan penelitian yang telah dilakukan. Alat ukur yang digunakan adalah Torsimeter dengan jenis yang sama. Variasi bilangan Reynolds pada penelitian Retno Dewi (2016) adalah 6×10^4 ; $7,5 \times 10^4$; 9×10^4 dan pada penelitian yang telah dilakukan 3×10^4 ; 6×10^4 ; 9×10^4 . Didapati S/D optimal terhadap nilai putaran pada penelitian Retno Dewi adalah 1,7 dan pada penelitian yang telah dilakukan adalah 1,6. Dengan masing – masing nilai torsi statis optimal pada penelitian Retno Dewi adalah pada Re 6×10^4 sebesar 2,5 N.cm; Re $7,5 \times 10^4$ sebesar 3 N.cm; Re 9×10^4 sebesar 3,6 N.cm. Pada penelitian yang telah dilakukan memiliki nilai putaran optimal pada Re 3×10^4 sebesar 2 N.cm; Re 6×10^4 sebesar 5,9 N.cm; Re 9×10^4 sebesar 11,7 N.cm.

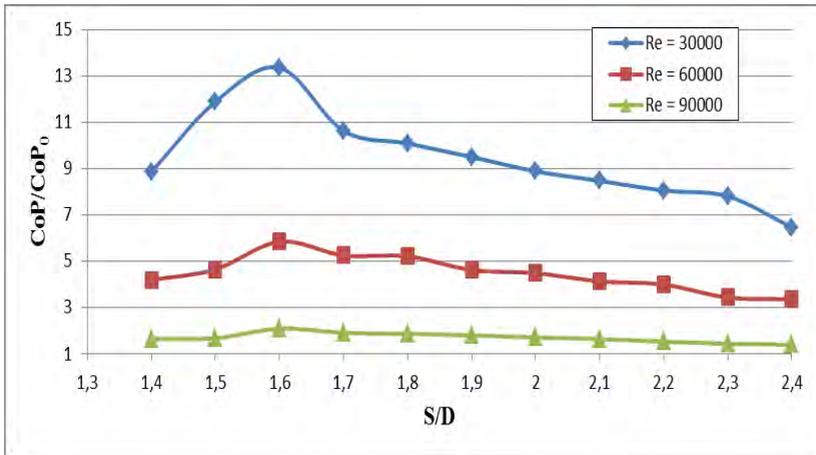
Perbedaan nilai torsi statis ini dapat terjadi dikarenakan perbedaan perbedaan luasan turbin angin savonius yang digunakan. Pada penelitian Retno Dewi memiliki dimensi turbin angin savonius yang lebih kecil bila dibandingkan penelitian yang telah dilakukan. Dengan semakin besarnya nilai luasan turbin angin savonius maka aliran angin yang mengenai turbin angin Savonius juga akan semakin besar. Hal ini akan mengakibatkan kemampuan turbin untuk menahan gaya dari angin juga akan semakin tinggi. Sehingga torsi statis yang dihasilkan juga akan semakin tinggi pula.

Hal lainnya yang mengakibatkan perbedaan ini adalah dikarenakan perbedaan yang efek *blockage* yang terjadi. Sebelumnya telah dijelaskan bahwa dengan adanya efek *blockage* maka akan menaikkan nilai koefisien *drag* yang dimiliki oleh turbin angin. Dengan adanya kenaikan nilai koefisien *drag* akan menaikkan nilai Cd dari tiap sudu turbin angin sehingga nilai torsi statis yang didapat menjadi kurang akurat sehingga perlu adanya pengujian yang dilakukan dalam kondisi eksternal untuk mengetahui nilai torsi statis yang dimiliki oleh turbin angin tipe savonius dengan pengganggu pada perbandingan d/D 0,75 dan pada S/D 1,5 sampai 2,4.

4.7.3 Perbandingan Nilai CoP Fungsi S/D 1,5 – 2,4



Gambar 4.25 Grafik *Coefficient of power* turbin angin Savonius berpengganggu (CoP) sebagai fungsi jarak pada $S/D = 1,5 - 2,4$ (Retno Dewi, 2016)



Gambar 4.26 Grafik *Coefficient of power* turbin angin Savonius berpengganggu (CoP) sebagai fungsi jarak pada $S/D = 1,4 - 2,4$ (Daniel Fernando, 2016)

Gambar 4.26 dan gambar 4.27 merupakan grafik nilai CoP terhadap S/D pada penelitian Retno Dewi (2016) dan penelitian yang telah dilakukan. Mekanisme pengukuran daya pada Retno Dewi menggunakan generator, sedangkan pada penelitian ini menggunakan mekanisme *brake dynamometer*. Variasi bilangan Reynolds pada penelitian Retno Dewi (2016) adalah 6×10^4 ; $7,5 \times 10^4$; 9×10^4 dan pada penelitian yang telah dilakukan 3×10^4 ; 6×10^4 ; 9×10^4 . Didapati S/D optimal terhadap nilai putaran pada penelitian Retno Dewi adalah 1,7 dan pada penelitian yang telah dilakukan adalah 1,6. Dengan masing – masing nilai CoP optimal pada penelitian Retno Dewi adalah pada Re 6×10^4 sebesar 1,15%; Re $7,5 \times 10^4$ sebesar 0,95%; Re 9×10^4 sebesar 0,72%. Pada penelitian yang telah dilakukan memiliki nilai putaran optimal pada Re 3×10^4 sebesar 11,77%; Re 6×10^4 sebesar 21,12%; Re 9×10^4 sebesar 17,49%.

Perbedaan nilai Cop ini dapat terjadi dikarenakan perbedaan kondisi tempat penelitian. Pada penelitian yang dilakukan Retno Dewi dilakukan pada bagian dalam *wind tunnel* yang memiliki dimensi panjang 457 mm; lebar dan tinggi masing – masing sebesar 304 mm dengan dimensi turbin angin savonius memiliki diameter 60 mm; tinggi 80 mm dan diameter overlap sebesar 14 mm, sedangkan penelitian baru dilakukan pada kondisi eksternal dengan menggunakan *blower* sebagai sumber aliran angin dan dimensi turbin angin Savonius memiliki dimensi diameter 101,6 mm; panjang 300 mm dan diameter overlap 13 mm. Penelitian yang dilakukan oleh Retno Dewi tersebut mengalami efek *blockage* dikarenakan perbandingan luasan turbin angin Savonius dan *wind tunnel* adalah sebesar 18% dimana standard penelitian pada *wind tunnel* adalah sebesar 16%. Sedangkan pada penelitian yang telah dilakukan tidak mengalami efek *blockage* dikarenakan dilakukan pada kondisi eksternal. Menurut penelitian **Maskel (1963)** bahwa efek *blockage* akan mengakibatkan nilai dari koefisien *drag* pada suatu benda uji akan meningkat.

Dari persamaan 4.9 dapat dilihat bahwa seiring dengan naiknya nilai dari *blockage ratio* (S/C) maka nilai dari koefisien drag dari benda uji juga akan meningkat. Hal ini akan mengakibatkan selisih gaya *drag* yang terjadi pada kedua sudu akan meningkat. Sehingga nilai dari putaran yang dihasilkan oleh turbin angin juga akan meningkat, dengan meningkatnya nilai putaran ini maka akan ditemui nilai CoP yang meningkat pula.

Dari percobaan yang dilakukan oleh Retno Dewi ini pengukuran daya masih dinilai terlalu kecil. Hal ini dikarenakan nilai *Coefficient of Power* didapat dari pengukuran tegangan dan kuat arus yang dihasilkan oleh generator, terlihat bahwa kenaikan bilangan Reynolds tidak diiringi dengan kenaikan tegangan dan kuat arus yang dihasilkan. Hal ini menunjukkan bahwa kemampuan daya yang dihasilkan dari generator sudah maksimal. Sehingga pengukuran daya yang diukur menjadi terlalu kecil. Berbeda dengan penelitian yang telah dilakukan ini, pengukuran daya menggunakan mekanisme torsi dinamis sehingga daya yang terukur menjadi lebih besar daripada penelitian yang telah dilakukan oleh Retno Dewi (2016).

BAB V

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Pada penelitian ini, penempatan silinder pengganggu dengan ukuran $d/D = 0,75$ di bagian depan sudu *returning blade* Turbin Angin Savonius pada variasi $S/D = 1,5 - 2,4$ untuk variasi $Re = 3 \times 10^4$, 6×10^4 dan 9×10^4 diperoleh beberapa kesimpulan sebagai berikut :

1. Penggunaan silinder pengganggu sirkular yang diletakkan di depan *returning blade* turbin angin tipe Savonius efektif dalam meningkatkan performa turbin angin.
2. Variasi jarak S/D yang diteliti berpengaruh terhadap performa turbin angin tipe Savonius. Dimana pada jarak S/D 1,6 memiliki performa yang paling tinggi.
3. Pada $Re = 3 \times 10^4$ kenaikan maksimal dari putaran sebesar 90% ; $Re = 6 \times 10^4$ kenaikan maksimal dari putaran sebesar 42% dan pada $Re = 9,0 \times 10^4$ kenaikan maksimal dari putaran sebesar 23% .
4. Pada $Re = 3 \times 10^4$ kenaikan maksimal dari torsi statis sebesar 67% ; $Re = 6 \times 10^4$ kenaikan maksimal dari torsi statis sebesar 59% dan pada $Re = 9,0 \times 10^4$ kenaikan maksimal dari torsi statis sebesar 75% .
5. Pada $Re = 3 \times 10^4$ kenaikan maksimal dari *Coefficient of Power* sebesar 1235% ; $Re = 6 \times 10^4$ kenaikan maksimal dari *Coefficient of Power* sebesar 483,2% dan pada $Re = 9 \times 10^4$ kenaikan maksimal dari *Coefficient of Power* sebesar 108,21%.

5.2 Saran

Adapun saran agar penelitian ini menjadi lebih baik adalah

:

1. Lebih memperhatikan cara pembacaan alat ukur berdasarkan instruksi yang diberikan pada masing – masing alat ukur serta pengecekan kondisi poros turbin.
2. Perlu ditambahkan honeycomb setelah keluaran blower untuk mencegah *swirl* yang dihasilkan, serta penambahan *honeycomb* di depan *blower*, akan menambah efek *pressure drop* yang berakibat pada nilai debit aliran yang lebih rendah pada putaran *blower* yang sama .
3. Pengambilan data yang dilakukan pada satu kondisi yang sama.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Dewi, Retno 2016. “Studi eksperimen pengaruh silinder pengganggu di depan returning blade turbin angin Savonius terhadap performa turbin”. **Studi Kasus Untuk Rasio Diameter Silinder Pengganggu terhadap Diameter Turbin ($d/D = 0,75$, $S/D = 1,5 \leq S/D \leq 2,4$ dan variasi Bilangan Reynolds $6,0 \times 10^4$, $7,5 \times 10^4$, 9×10^4** . (2016)
- [2] Fox R.W., McDonald A.T., dan Pritchard P.J. 2011. **Introduction to Fluid Mechanics 8th edition**. New York City: John Willey & Sons Inc.
- [3] Altan, B.D., Atılgan, M., dan Ozdamar, A. 2008. “**An experimental study on improvement of a Savonius rotor performance with curtaining**”. *Experimental Thermal and Fluid Science* 32 (2008) 1673–1678.
- [4] Mohamed, M.H., Janiga, G., Pap, E., dan Thévenin, D. 2010. “Optimization of Savonius turbines using an obstacle shielding the returning blade”. **Renewable Energy** 35 (2010) 2618-2626.
- [5] Saha, U.K., Thotla, S., dan Maity, D. 2008. “Optimum design configuration of Savonius rotor through wind tunnel experiments”. **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics** 96 (2008) 1359– 1375.
- [6] Tsutsui, T dan Igarashi, T. 2002. “**Drag Reduction on Circular Cylinder in an Air-Stream**”, *Journal of Wind Engineering And Industrial Aerodynamic*, Vol 90.

- [7] Maskel, E.,C. 1987. “A Theory of a Blockage Effect on Bluff Bodies and Stalled Wings in a Closed Wind Tunnels”, **Aeronautical Reseach Council Reports and Memoranda**, AD- 955243
- [8] Zdravkovich, M., M. 1986. “The Effects of Interference Between Circular Cylinders In a Cross Flow”, **Journal of Fluids and Structures**, 1239-261

LAMPIRAN

TABEL A1. Data Putaran Turbin Angin Savonius

S/D	n (rpm)			n/n ₀		
	Re = 3 x 10 ⁴	Re = 6 x 10 ⁴	Re = 9 x 10 ⁴	Re = 3 x 10 ⁴	Re = 6 x 10 ⁴	Re = 9 x 10 ⁴
1,4	115,23	413,62	592,77	1,33	1,30	1,16
1,5	128,96	429,94	604,89	1,49	1,35	1,19
1,6	165,58	452,45	630,69	1,91	1,42	1,24

1,7	153,67	442,76	601,37	1,77	1,39	1,18
1,8	145,84	426,78	596,65	1,68	1,34	1,17
1,9	137,42	413,84	582,78	1,58	1,30	1,14
2,0	128,45	414,56	577,53	1,48	1,30	1,13
2,1	122,52	394,56	563,41	1,41	1,24	1,10
2,2	116,43	381,24	540,75	1,34	1,20	1,06
2,3	112,78	364,24	534,08	1,30	1,14	1,05
2,4	93,47	320,13	524,74	1,08	1,00	1,03
n_0	86,8	318,7	510			

TABEL A2. Data Torsi Statis Turbin Angin Savonius

S/D	T (N.cm)	T/T ₀
-----	------------	------------------

	Re = 3 x 10 ⁴	Re = 6 x 10 ⁴	Re = 9 x 10 ⁴	Re = 3 x 10 ⁴	Re = 6 x 10 ⁴	Re = 9 x 10 ⁴
1,4	1,3	4,8	10,8	1,08	1,30	1,61
1,5	1,7	5,2	11,1	1,42	1,41	1,66
1,6	2	5,9	11,7	1,67	1,59	1,75
1,7	1,8	5,7	10,9	1,50	1,54	1,63
1,8	1,7	5,5	10,5	1,42	1,49	1,57
1,9	1,6	5,1	10,1	1,33	1,38	1,51
2,0	1,6	4,9	9,8	1,33	1,32	1,46
2,1	1,5	4,9	9,2	1,25	1,32	1,37
2,2	1,4	4,4	8,6	1,17	1,19	1,28
2,3	1,3	4	7,8	1,08	1,08	1,16

2,4	1,2	3,8	7,4	1,00	1,03	1,10
T_0	1,2	3,7	6,7			

TABEL A3. Data Torsi Statis Turbin angin Savonius pada $S/D = 1,6$

θ	T (N.cm)		
	$Re = 3 \times 10^4$	$Re = 6 \times 10^4$	$Re = 9 \times 10^4$
0	1,8	5,9	11,7
10	1,8	5,6	11,4
20	1,7	5,1	11,2
30	1,7	4,7	10,8
40	1,5	4,4	10,6
50	1,3	3,9	10,3

60	1,2	3,6	9,8
70	1,2	3,4	9,7
80	1,1	3,6	9,3
90	1,2	4,3	10
100	1,3	5,1	10,6
110	1,7	6	11,4
120	1,9	6,7	12,5
130	2,3	7,4	13,4
140	2,4	8,5	16,8
150	2,2	7,2	15,5
160	2,2	6,7	14,7
170	2	6,2	13,8

180	1,8	5,9	11,7
-----	-----	-----	------

TABEL A4. Data CoP dan TSR Turbin angin Savonius

S/D	CoP (%)			TSR		
	Re = 3 x 10 ⁴	Re = 6 x 10 ⁴	Re = 9 x 10 ⁴	Re = 3 x 10 ⁴	Re = 6 x 10 ⁴	Re = 9 x 10 ⁴
1,4	7,81	15,14	13,77	0,44	0,83	0,79
1,5	10,48	16,82	14,05	0,52	0,87	0,81
1,6	11,77	21,12	17,49	0,67	0,91	0,85
1,7	9,36	19,00	16,00	0,62	0,89	0,81
1,8	8,89	18,85	15,65	0,59	0,86	0,80
1,9	8,37	16,71	15,07	0,55	0,83	0,78

2,0	7,83	16,22	14,28	0,52	0,83	0,77
2,1	7,47	14,94	13,72	0,49	0,79	0,76
2,2	7,10	14,43	12,76	0,47	0,77	0,73
2,3	6,87	12,41	12,01	0,45	0,73	0,72
2,4	5,70	12,12	11,60	0,38	0,64	0,70
Standar	1,2	3,7	6,7	0,35	0,64	0,68

Tabel A5. Data Perhitungan CoP dan TSR pada $Re = 3 \times 10^4$

S/D	Putaran(rpm)	Pegas (g)	Gaya Pegas (N)	Massa Pemberat (g)	Gaya Pemberat (N)	Selsh Momen Torsi (N.m)	Daya Turbin (watt)	Daya Angin (watt)	CoP (%)	TSR	CoP/CoP ₀
1,4	115,23	10	0,10	45	0,4415	0,00343	0,0395	0,5059	7,81132	0,44138	8,8605
1,5	128,96	10	0,10	50	0,4905	0,00392	0,0530	0,5059	10,4783	0,52017	11,8857
1,6	165,58	20	0,20	55	0,5396	0,00343	0,0596	0,5059	11,7721	0,66518	13,3532
1,7	153,67	20	0,20	50	0,4905	0,00294	0,0474	0,5059	9,36456	0,61734	10,6224
1,8	145,84	20	0,20	50	0,4905	0,00294	0,0450	0,5059	8,88741	0,58588	10,0811
1,9	137,42	20	0,20	50	0,4905	0,00294	0,0424	0,5059	8,3743	0,55205	9,4991
2	128,45	15	0,15	45	0,4415	0,00294	0,0396	0,5059	7,82767	0,51602	8,8790
2,1	122,52	10	0,10	40	0,3924	0,00294	0,0378	0,5059	7,4663	0,4922	8,4691
2,2	116,43	10	0,10	40	0,3924	0,00294	0,0359	0,5059	7,09518	0,46773	8,0482
2,3	112,78	15	0,15	45	0,4415	0,00294	0,0348	0,5059	6,87275	0,45307	7,7959
2,4	93,47	15	0,10	40	0,3924	0,00294	0,0288	0,5059	5,69601	0,3755	6,4611
Standard	86,8	35	0,34	40	0,3924	0,0005	0,0045	0,5059	0,88159	0,3487	

Tabel A6. Data Perhitungan CoP dan TSR pada $Re = 6 \times 10^4$

S/D	Putaran(ω rpm)	Pegas (g)	Gaya Pegas (N)	Massa Pemberat (g)	Gaya Pemberat (N)	Selisih Momen Torsi (N.m)	Daya Turbin (watt)	Daya Angin (watt)	CoP (%)	TSR	CoP/CoP ₀
1,4	413,62	85	0,83	230	2,2563	0,01422	0,6164	4,0721	15,1364	0,8325	4,1819
1,5	429,94	90	0,88	245	2,4035	0,01521	0,6849	4,0721	16,8187	0,8653	4,6467
1,6	452,45	80	0,78	265	2,5997	0,01815	0,8602	4,0721	21,1249	0,9106	5,8364
1,7	442,76	80	0,78	250	2,4525	0,01668	0,7736	4,0721	18,9963	0,8911	5,2483
1,8	426,78	80	0,78	255	2,5016	0,01717	0,7676	4,0721	18,8493	0,8590	5,2077
1,9	413,84	80	0,78	240	2,3544	0,01570	0,6805	4,0721	16,7111	0,8329	4,6170
2	414,56	90	0,88	245	2,4035	0,01521	0,6604	4,0721	16,2170	0,8344	4,4805
2,1	394,56	100	0,98	250	2,4525	0,01472	0,6082	4,0721	14,9368	0,7941	4,1268
2,2	381,24	110	1,08	260	2,5506	0,01472	0,5877	4,0721	14,4325	0,7673	3,9874
2,3	364,24	150	1,47	285	2,7959	0,01324	0,5054	4,0721	12,4101	0,7331	3,4287
2,4	320,13	160	1,57	310	3,0411	0,01472	0,4935	4,0721	12,1191	0,6443	3,3483
Standard	318,7	50	0,49	95	0,9320	0,0044	0,1474	4,0721	3,619486	0,64	

Tabel A7. Data Perhitungan CoP dan TSR pada $Re = 9 \times 10^4$

S/D	Putaran(n)	Pegas (g)	Gaya Pegas (N)	Massa Pemberat (g)	Gaya Pemberat (N)	Selish Momen Torsi (N.m)	Daya Turbin (watt)	Daya Angin (watt)	CoP (%)	TSR	CoP/CoP ₀
1,4	592,77	110	1,08	420	4,1202	0,03041	1,8885	13,7156	13,76906	0,7948	1,6378
1,5	604,89	120	1,18	430	4,2183	0,03041	1,9271	13,7156	14,05058	0,8122	1,6713
1,6	630,69	130	1,28	500	4,9050	0,03630	2,3982	13,7156	17,48533	0,8457	2,0798
1,7	601,37	130	1,28	485	4,7579	0,03483	2,1940	13,7156	15,99655	0,8064	1,9027
1,8	596,65	80	0,78	430	4,2183	0,03434	2,1462	13,7156	15,64746	0,8000	1,8612
1,9	582,78	90	0,88	435	4,2674	0,03384	2,0663	13,7156	15,06538	0,7814	1,7920
2	577,53	110	1,08	440	4,3164	0,03237	1,9587	13,7156	14,28054	0,7744	1,6986
2,1	563,41	110	1,08	435	4,2674	0,03188	1,8818	13,7156	13,72032	0,7555	1,6320
2,2	540,75	100	0,98	415	4,0712	0,03090	1,7506	13,7156	12,76331	0,7251	1,5181
2,3	534,08	100	0,98	400	3,9240	0,02943	1,6466	13,7156	12,0056	0,7161	1,4280
2,4	524,74	100	0,98	395	3,8750	0,02894	1,5909	13,7156	11,59905	0,7036	1,3797
Standard	510	190	1,86	410	4,0221	0,0216	1,1531	13,7156	8,407156	0,683857	

Tabel A8. Data Perhitungan bilangan Reynolds dan C_oP pada

S/D = 1,6

Re	Kecepatan Angin (m/s)	Putaran (rpm)	Massa Pemberat	Pegas (g)	Selish Momen	Daya Turbin	Daya Angin	COP (%)
30000	2,47	165,58	55	20	0,003434	0,0595591	0,508538	11,71182
40000	3,30	285,87	100	40	0,005886	0,1762756	1,205424	14,62353
50000	4,12	342,43	170	50	0,011772	0,4223042	2,354345	17,93723
60000	4,95	452,16	265	80	0,018149	0,8596789	4,068307	21,13112
70000	5,77	524,88	400	160	0,023544	1,294624	6,460321	20,03962
80000	6,60	536,43	420	100	0,031392	1,7641497	9,643395	18,29386
90000	7,42	630,69	500	130	0,036297	2,3982258	13,730537	17,46636

Menentukan Keseragaman Aliran (*Uniform Flow*)

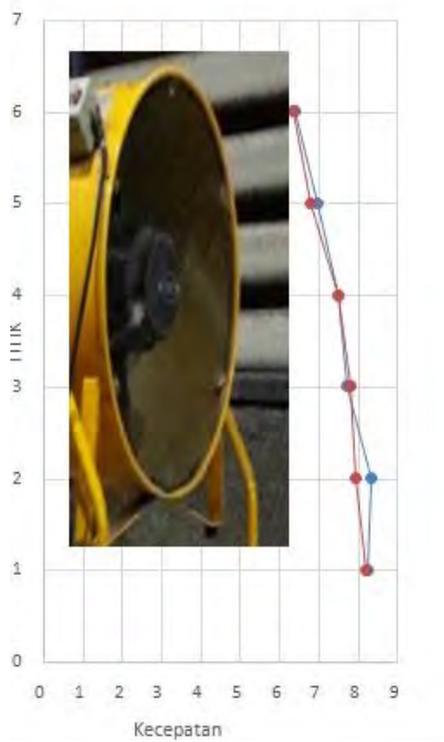
Keseragaman aliran (*uniform flow*) sangat dibutuhkan dalam melakukan sebuah penelitian mengenai aliran. Hal ini agar penelitian yang dilakukan bisa mendapatkan hasil yang paling ideal. Menentukan apakah aliran tersebut sudah uniform atau belum, biasanya benda uji diuji di dalam sebuah terowongan angin (*wind tunnel*). Akan tetapi, pada penelitian kali ini benda uji diletakkan di luar *wind tunnel*, hal ini dimaksudkan agar penelitian ini dikondisikan seperti di kondisi nyata.

Untuk menentukan keseragaman aliran pada kondisi *external flow* lebih sulit dibandingkan pada kondisi *internal flow*. Karena fluida pada aliran eksternal memiliki sumber yang tidak hanya dari 1 titik, melainkan dari banyak titik. Pada penelitian turbin angin Savonius kali ini, cara untuk mendapatkan keseragaman alirannya ialah dengan mengatur jarak turbin angin Savonius dan blower. Dimana jaraknya adalah sebesar 2 m, 2,5 m, 3 m, 3,5 m dan 4 m. Untuk mengetahui besar kecepatannya ialah dengan menggunakan anemometer. Kemudian untuk menentukan keseragaman alirannya, maka diambil 6 titik secara vertikal dengan mengatur ketinggian anemometer, sehingga didapatkan besar kecepatan pada 6 titik tersebut. Dan didapatkan bahwa keseragaman aliran (*uniform flow*) didapat pada titik 4 m. Berikut merupakan data keseragaman aliran pada jarak turbin dengan blower sebesar 4 m.

Tabel A9 Data Kecepatan Angin pada Jarak 4m

Titik	Kecepatan (m/s)
1	8.2
2	7.94

3	7.79
4	7.49
5	6.78
6	6.33



Gambar A1 Grafik Keseragaman Aliran pada Jarak 4m

RIWAYAT PENULIS



Daniel Fernando Simarmata dilahirkan di Kota Jakarta pada tanggal 24 Mei 1994. Penulis menempuh pendidikan di SDK Pamardi Yuwana Bhakti Bekasi, SMPK Santo Markus II Jakarta, dan kemudian SMA Negeri 61 Jakarta. Pada tahun 2012, penulis melanjutkan ke perguruan tinggi negeri, tepatnya menjadi mahasiswa di Jurusan Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya. Saat ini penulis menjadi anggota aktif laboratorium Mekanika dan Mesin Fluida.

Selama perkuliahan, penulis aktif menjadi Asisten Praktikum pada Laboratorium Perpindahan Panas dan Massa pada tahun 2015-2016 dan menjadi Koordinator Praktikum Laboratorium Perpindahan Panas dan Massa pada tahun 2016 semester gasal. Penulis juga terlibat aktif dalam kegiatan organisasi kampus, tercatat sebagai pengurus Lembaga Bengkel Mahasiswa Mesin ITS Divisi Roda 4, 2013 – 2017. Apabila

terdapat kritik maupun saran, dapat menghubungi penulis melalui e-mail dengan alamat daniel.fernandosimarmata@gmail.com.