



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

TUGAS AKHIR (KONVERSI ENERGI) - TM184835

STUDI NUMERIK TURBIN ANGIN SAVONIUS SUDU BACH DENGAN VARIASI OVERLAP DAN PENAMBAHAN PLAT

HASNATIWI KARINA FAJRI
0211164000066

Dosen Pembimbing:
Vivien Suphandani, ST, ME, PhD.

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2020



TUGAS AKHIR (KONVERSI ENERGI) - TM184835

**STUDI NUMERIK TURBIN ANGIN
SAVONIUS SUDU BACH DENGAN
VARIASI OVERLAP DAN PENAMBAHAN
PLAT**

**HASNATIWI KARINA FAJRI
0211164000066**

**Dosen Pembimbing:
Vivien Suphandani, ST, ME, PhD.**

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2020**



FINAL PROJECT (ENERGY CONVERSION) - TM184835

**NUMERICAL STUDY OF BACH BLADE
SAVONIUS WIND TURBINE WITH
VARIATION OF OVERLAP AND
ADDITIONAL PLATE**

HASNATIWI KARINA FAJRI
0211164000066

Advisor:
Vivien Suphandani, ST, ME, PhD.

MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Faculty of Industrial and System Engineering
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2020

**STUDI NUMERIK TURBIN ANGIN SAVONIUS SUDU
BACH DENGAN VARIASI OVERLAP DAN
PENAMBAHAN PLAT**

TUGAS AKHIR

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

Oleh:

HASNATIWI KARINA FAJRI

NRP. 02111640000066

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Vivien Suphandani, ST, ME, PhD (Pembimbing)
NIP. 198105292003122001
2. Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA. (Penguji I)
NIP. 196001291987011001
3. Nur Ikhwan, S.T., M.Eng (Penguji II)
NIP. 196709151995121001
4. Prof. Dr. Ing. Ir. Herman Sasongko (Penguji III)
NIP. 196010041986011001

**SURABAYA
AGUSUTUS, 2020**

Studi Numerik Turbin Angin Savonius Sudu Bach Dengan Variasi Overlap dan Penambahan Plat

Nama Mahasiswa : Hasnatiwi Karina Fajri
NRP : 0211164000066
Departemen : Teknik Mesin / FTIRS-ITS
Dosen Pembimbing : Vivien Suphandani, ST, ME, PhD.

Abstrak

Energi merupakan suatu kebutuhan dasar untuk kelangsungan hidup manusia. Kebutuhan energi untuk menunjang hidup manusia pun semakin meningkat seiring dengan berjalannya waktu, terutama energi listrik. Namun, sebagian besar pembangkit listrik yang ada di Indonesia masih menggunakan bahan bakar fosil sebagai sumber energinya, di mana bahan bakar fosil merupakan salah satu sumber energi tak terbarukan yang suatu saat akan habis dan juga tidak ramah lingkungan. Maka dari itu diperlukan alternatif lain untuk menggantikan energi fosil. Salah satu energi terbarukan yang dapat digunakan dan dikembangkan, terutama di Indonesia, yaitu energi angin. Turbin angin Savonius merupakan turbin angin vertikal dengan bentuk sudu setengah silinder yang dipasang dengan arah berlawanan. Turbin angin Savonius yang akan dianalisa yaitu turbin angin Savonius tipe sudu Bach. Berdasarkan penelitian-penelitian terdahulu, didapatkan bahwa turbin Savonius tipe sudu Bach menghasilkan performa yang sama dan bahkan lebih baik dari turbin Savonius standard. Dalam penelitian ini dilakukan analisa terhadap overlap pada turbin angin Savonius sudu Bach serta adanya penambahan plat untuk mendapatkan performa turbin yang paling optimal.

Metode yang digunakan pada studi ini yaitu studi numerik dengan dua dimensi pada turbin dinamis dengan aliran unsteady dan incompressible, yang menggunakan software ANSYS FLUENT. Bentuk geometri yang dianalisa yaitu turbin angin Savonius tipe Bach dengan sudut sudu sebesar 135° dengan kondisi rotor berputar. Turbulance model yang

digunakan adalah SST k- ω . Kecepatan yang digunakan yaitu konstan pada 4 m/s. Boundary condition yang digunakan pada inlet yaitu velocity inlet, pada outlet digunakan outflow, pada sisi paling atas dan bawah digunakan symmetry, dan untuk turbin diatur sebagai wall.

Hasil penelitian menunjukkan pada kecepatan 4 m/s, adanya overlap mempengaruhi torsi yang dihasilkan oleh turbin. Turbin tipe Bach dengan overlap ratio sebesar 0.15 dapat menghasilkan nilai coefficient of torque yang lebih tinggi dari turbin tipe Bach tanpa overlap dengan posisi sudut putar maksimum pada 15°. Untuk coefficient of torque minimum yang didapat antara turbin Bach tanpa overlap dan kedua turbin Bach dengan overlap ratio sebesar 0.15 memiliki selisih yang cukup besar. Dengan nilai coefficient of torque paling rendah didapat pada turbin dengan overlap ratio 0.15 dan penambahan plat di posisi sudut putar 105°. Coefficient of power paling tinggi dihasilkan oleh turbin Bach dengan overlap ratio 0.15 dan penambahan plat, yaitu sebesar 0.33 pada TSR = 0.9. Sedangkan coefficient of power untuk turbin Bach tanpa overlap yaitu sebesar 0.24 pada TSR = 0.7. Dan untuk turbin Bach dengan overlap ratio 0.15 tanpa penambahan plat didapatkan coefficient of power sebesar 0.29 pada TSR = 0.8.

Kata kunci: Bach, Coefficient of Power, Coefficient of Torque, Savonius, Torsi

Numerical Study of Bach Blade Savonius Wind Turbine With Variation of Overlap and Additional Plate

Nama Mahasiswa : Hasnatiwi Karina Fajri
NRP : 0211164000066
Departemen : Teknik Mesin / FTIRS-ITS
Dosen Pembimbing : Vivien Suphandani, ST, ME, PhD.

Abstract

Energy is a basic need for human survival. The energy needed to support human life is increasing as time goes by, especially electrical energy. However, most of the power plants in Indonesia still use fossil fuels as their energy source, where fossil fuels are one of the non-renewable energy sources that will eventually run out, and are also not environmentally friendly. Therefore, another alternative is needed to replace fossil energy. One of the renewable energies that can be used and developed, especially in Indonesia, is wind energy. The Savonius wind turbine is a vertical wind turbine with a half-cylinder blade that is mounted in the opposite direction. The Savonius wind turbine that will be analyzed is the Bach blade Savonius wind turbine. Based on previous studies, it was found that the Bach blade Savonius turbine produced the same and even better performance than the standard Savonius turbine. In this research, an analysis of overlap in Savonius Bach blades wind turbines and the addition of plates to get the most optimal turbine performance.

The method used in this study is a two-dimensional numerical study of a dynamic turbine with unsteady and incompressible flow, using ANSYS FLUENT software. The geometric shape analyzed is the Bach type Savonius wind turbine with a blade angle of 135° with rotating rotor conditions. The turbulence model used is SST $k-\omega$. The velocity used is constant

at 4 m/s. The boundary condition used for the inlet is the velocity inlet, the outflow is used at the outlet, the symmetry on the top and bottom sides, and the turbine is set as a wall.

The results showed that at a speed of 4 m/s, the overlap affected the torque generated by the turbine. The Bach type turbine with an overlap ratio of 0.15 can produce a higher coefficient of torque value than the Bach type turbine without overlap, with the maximum value at angle position of 15° . The minimum coefficient of torque obtained between the Bach turbine without overlap and the two Bach turbines with an overlap ratio of 0.15 has a large difference. With the lowest coefficient of torque, the turbine is obtained with an overlap ratio of 0.15 and the addition of a plate in a position of rotation angle of 105° . The highest coefficient of power is produced by Bach turbines with an overlap ratio of 0.15 and plate addition, which is 0.33 at $TSR = 0.9$. While the coefficient of power for Bach turbines without overlap is 0.24 at $TSR = 0.7$. And for Bach turbines with an overlap ratio of 0.15 without the addition of plates, the coefficient of power is 0.29 at $TSR = 0.8$.

Key words: *Bach, Coefficient of Power, Coefficient of Torque, Savonius, Torque.*

KATA PENGANTAR

Puji dan syukur penulis panjatkan kehadiran Allah SWT, karena atas segala limpahan berkat dan rahmat-Nya penulis dapat menyelesaikan tugas akhir dengan judul: **“Studi Numerik Turbin Angin Savonius Sudu Bach Dengan Variasi Overlap dan Penambahan Plat”**. Tugas akhir ini disusun untuk memenuhi persyaratan kelulusan pendidikan Sarjana Teknik S-1 di Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya. Dalam kesempatan ini, secara khusus penulis ingin mengucapkan terima kasih kepada:

1. Allah SWT yang senantiasa memberikan kemudahan dan kelancaran dengan segala anugerah-Nya hingga sampai saat ini serta Rasulullah SAW sebagai panutan hidup bagi seluruh umat manusia.
2. Alm. Bapak Witono serta Ibu Wiwik Dwi Mulyani yang telah memberikan segala perhatian, cinta, dan kasih sayang, serta semua dukungan untuk penulis.
3. Ibu Vivien Suphandani, ST, ME, PhD. selaku dosen pembimbing tugas akhir yang selalu sabar dalam membimbing penulis saat pengerjaan tugas akhir hingga selesai.
4. Seluruh teman-teman M59 yang telah menemani dan mendukung penulis selama empat tahun perkuliahan.

Penulis menyadari bahwa tugas akhir ini masih jauh dari kata sempurna. Maka dari itu, penulis mohon maaf apabila ada kesalahan. Semoga tugas akhir ini dapat bermanfaat bagi pembaca.

Surabaya, 30 Juli 2020

Penulis

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR ISI

Abstrak	v
Abstract	vii
KATA PENGANTAR.....	ix
DAFTAR ISI.....	xi
DAFTAR GAMBAR	xiv
DAFTAR TABEL	xix
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah.....	4
1.3 Batasan Masalah	5
1.4 Tujuan Penelitian	6
1.5 Manfaat Penelitian	6
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	7
2.1 Turbin Angin.....	7
2.2 Turbin Angin Savonius	9
2.3 Drag	10
2.4 Coefficient of Power (C_P)	12
2.5 Coefficient of Torque (C_T).....	13
2.6 Hukum Betz	14
2.7 Momentum Angular.....	15
2.8 Tip Speed Ratio	16
2.9 Torsi	16
2.10 Penelitian Terdahulu	17

2.10.1	Kamoji et al. (2009)	17
2.10.2	Akwa et al. (2012).....	26
2.10.3	Nasef et al. (2013).....	30
2.10.4	Kacprzak et al. (2014).....	38
2.10.5	Kumar et al. (2016)	42
BAB III METODOLOGI PENELITIAN		49
3.1	Variasi dan Domain Simulasi	49
3.1.1	Variasi	49
3.1.2	Domain Simulasi	50
3.2	Tahap <i>Pre-Processing</i>	50
3.2.1	Pembuatan Geometri dan <i>Meshing</i>	50
3.2.2	<i>Boundary Condition</i>	52
3.2.3	Parameter.....	53
3.2.3.1	<i>Models</i>	53
3.2.3.2	<i>Materials</i>	53
3.3	Tahap <i>Processing</i>	53
3.4	Tahap <i>Post Processing</i>	55
3.4.1	Perhitungan Bilangan Reynolds	55
3.5	Grid Independency Test.....	55
3.6	Diagram Alir	56
BAB IV ANALISIS DAN DISKUSI.....		61
4.1	Hasil Simulasi Numerik Rotor Savonius Tipe Sudu Bach Dengan <i>Overlap</i> dan Penambahan Plat Pada Kecepatan 4 m/s.....	61
4.1.1	Kontur <i>Dimensionless Velocity</i> (V/V_∞).....	61

4.1.2	Kontur Koefisien Tekanan	66
4.1.3	Distribusi Koefisien Tekanan.....	71
4.1.4	<i>Coefficient of Power</i>	74
4.1.5	<i>Coefficient of Torque Average</i> dan <i>Coefficient of Torque</i>	76
4.2	Perbandingan Hasil Penelitian Dengan Hasil Penelitian Terdahulu	77
BAB V KESIMPULAN		81
DAFTAR PUSTAKA.....		83
LAMPIRAN		85
BIODATA PENULIS.....		87

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Performa Turbin Angin (Worasinchai et al, 2017)....	9
Gambar 2.2 Pola Aliran Angin dan Arah Rotasi Sudu pada Turbin Savonius (Worasinchai et al, 2017).....	10
Gambar 2.3 Gaya yang Timbul Akibat Interaksi antara Benda Solid dengan Fluida (NASA, 2015)	11
Gambar 2.4 Model Disk Theory (Burton, 2001 dan Duran, 2005)	14
Gambar 2.5 Skema Konversi Energi Angin Menjadi Listrik Hanya 59.3% oleh Turbin Angin (Andres, 2010)	15
Gambar 2.6 Diagram Skematik Susunan Alat Eksperimen (Kamoji et al, 2009).....	18
Gambar 2.7 Rotor Savonius Tipe Bach Tanpa Shaft (Kamoji et al, 2009).....	19
Gambar 2.8 Rotor Savonius Tipe Bach dengan Shaft (Kamoji et al, 2009).....	19
Gambar 2.9 Pengaruh Overlap Ratio pada Coefficient Of Power Terhadap TSR Pada Bilangan Reynolds Sebesar 120,000 (Kamoji et al, 2009).....	20
Gambar 2.10 Pengaruh Overlap Ratio pada Coefficient Of Torque Terhadap TSR Pada Bilangan Reynolds Sebesar 120,000 (Kamoji et al, 2009).....	21
Gambar 2.11 Pengaruh Overlap Ratio pada Coefficient Of Static Torque Terhadap Sudut Rotor Pada Bilangan Reynolds Sebesar 120,000 (Kamoji et al, 2009).....	21
Gambar 2.12 Pengaruh Overlap Ratio pada Coefficient Of Power Terhadap Sudut Rotor Pada Bilangan Reynolds Sebesar 150,000 (Kamoji et al, 2009).....	22
Gambar 2.13 Pengaruh Overlap Ratio pada Coefficient Of Torque Terhadap Sudut Rotor Pada Bilangan Reynolds Sebesar 150,000 (Kamoji et al, 2009).....	22

Gambar 2.14 Pengaruh Overlap Ratio pada Coefficient Of Static Torque Terhadap Sudut Rotor Pada Bilangan Reynolds Sebesar 150,000 (Kamoji et al, 2009).....	23
Gambar 2.15 Pengaruh blade shape factor pada C_p Terhadap TSR Pada Bilangan Reynolds Sebesar 120,000 (Kamoji et al, 2009).....	23
Gambar 2.16 Pengaruh blade shape factor pada C_t Terhadap TSR Pada Bilangan Reynolds Sebesar 120,000 (Kamoji et al, 2009).....	24
Gambar 2. 17 Pengaruh blade shape factor pada C_{st} Terhadap Sudut Rotor Pada Bilangan Reynolds Sebesar 120,000 (Kamoji et al, 2009).....	24
Gambar 2.18 Pengaruh blade shape factor pada C_p Terhadap TSR Pada Bilangan Reynolds Sebesar 150,000 (Kamoji et al, 2009).....	25
Gambar 2.19 Pengaruh blade shape factor pada C_t Terhadap TSR Pada Bilangan Reynolds Sebesar 150,000 (Kamoji et al, 2009).....	25
Gambar 2.20 Pengaruh blade shape factor pada C_t Terhadap TSR Pada Bilangan Reynolds Sebesar 150,000 (Kamoji et al, 2009).....	26
Gambar 2.21 Skematik Rotor Savonius: (a) ilustrasi 2D ; (b) ilustrasi 3D ; (c) bentuk aliran angin yang melewati sudu. (Akwa et al, 2012).....	27
Gambar 2.22 Pengaruh End Plates terhadap Performa Rotor Savonius (Akwa et al, 2012)	28
Gambar 2.23 Pengaruh dari Aspect Ratio terhadap Performa Turbin Angin Savonius (Akwa et al, 2012).....	29
Gambar 2.24 Pengaruh Bilangan Reynolds terhadap Koefisien Momen Rata-rata (Akwa et al, 2012).....	30
Gambar 2.25 Skema Diagram Rotor Savonius (Nasef et al, 2013)	31
Gambar 2.26 Model Turbin Angin Savonius Standar (a) Domain Turbin, (b) Meshing Grid di sekitar Turbin (Nasef et al, 2013).....	32
Gambar 2.27 Pengaruh Bilangan Reynolds Terhadap Koefisien Torsi Statis Pada Posisi Rotor yang Berbeda (Nasef et al, 2013).....	33
Gambar 2.28 Pengaruh Diameter Rotor Terhadap Koefisien Torsi Statis Pada Posisi Rotor yang Berbeda (Nasef et al, 2013)	34

Gambar 2.29 Pengaruh Overlap Ratio Terhadap Koefisien Torsi Statis Pada Posisi Rotor yang Berbeda (Nasef et al, 2013)	35
Gambar 2.30 Kontur Kecepatan Aliran Udara Di Sekitar Turbin Savonius Dengan Overlap Ratio sebesar 0.15 pada posisi (a) 0°, (b) 45°, (c) 90° (Nasef et al, 2013)	36
Gambar 2.31 Pengaruh Overlap Ratio pada TSR yang Berbeda (a) Terhadap Power Coefficient, (b) Terhadap Koefisien Torsi (Nasef et al, 2013).....	37
Gambar 2.32 Kontur Kecepatan Aliran Di Sekitar Turbin Savonius Dengan Overlap 0.5 Pada TSR 0.69 (Nasef et al, 2013)	37
Gambar 2.33 Model Turbin Savonius Tipe Bach (Kacprzak et al, 2014).....	38
Gambar 2.34 Proyeksi Orthogonal pada Domain Simulasi (Kacprzak et al, 2014)	39
Gambar 2.35 Perbandingan Nilai Cp yang Didapat dari Hasil Simulasi dan Eksperimen (Kacprzak et al, 2014)	40
Gambar 2.36 Perbandingan Nilai Cp yang Didapat dari Hasil Simulasi dan Eksperimen pada TSR=0.8 (Kacprzak et al, 2015)	41
Gambar 2.37 Coefficient of Power (Cp) untuk Turbin Angin Savonius Tipe Bach pada TSR=0.8 (Kacprzak et al, 2014)	41
Gambar 2.38 Distribusi Kecepatan Angin Pada saat Statis untuk karakteristik (a) Titik A, (b) Titik B	42
Gambar 2.39 Ilustrasi Model Dua Dimensi untuk: (a) Rotor Semi-sirkular ; (b) Rotor Tipe Bach (Kumar et al, 2016)	42
Gambar 2.40 Domain Komputasi yang Terdiri dari Zona Rotasi dan Zona Statis (Kumar et al, 2016).....	43
Gambar 2.41 Perbandingan Cp dengan TSR Antara Hasil Simulasi dengan Eksperimen (Kumar et al, 2016)	44
Gambar 2.42 Perbandingan Cp dengan TSR Antara Rotor Savonius dengan Tipe Bach (Kumar et al, 2016).....	44
Gambar 2.43 Perbandingan Ct dengan TSR antara Data Eksperimen dengan Simulasi (Kumar et al, 2016)	45

Gambar 2.44 Perbandingan Ct dengan TSR antara Data Eksperimen, Simulasi dengan Model Savonius, dan Simulasi dengan Model Tipe Bach (Kumar et al, 2016).....	45
Gambar 2.45 Kontur Kecepatan Turbin Angin Savonius Sederhana (a) Kontur Pada TSR 0.2, (b) Perbesaran Kontur Kecepatan Pada Sudu Turbin, (c) Perbesaran Vortex yang Terbentuk dan Bergeser Menjauhi Turbin, (d) Perbesaran Vortex yang Terbentuk Di Bagian Ujung Turbin (Kumar et al, 2016) ...	46
Gambar 2.46 Kontur Aliran Udara yang Melewati Turbin Savonius Dengan Bentuk Profil Bach (a) Kontur Kecepatan, (b) Kontur Tekanan (Kumar et al, 2016)	47
Gambar 3.1 Geometri Turbin Angin Savonius Sudu Bach (a) Overlap Ratio = 0 (b) Overlap Ratio = 0.15.....	51
Gambar 3.2 Geometri Turbin Angin Savonius Tipe Bach dengan Variasi Overlap dan Penambahan Panjang Plat	51
Gambar 3.3 Perbesaran Gambar Meshing Turbin Angin Savonius Sudu Bach Menggunakan Software GAMBIT 2.4.6 (a) meshing, (b) sekitar rotor, (c) dekat sudu	52
Gambar 3.4 Boundary Condition Penelitian	53
Gambar 3.5 Flowchart Penelitian.....	58
Gambar 3.6 Flowchart Simulasi.....	59
Gambar 4.1 Kontur Dimensionless Velocity (V/V_∞) (berlanjut)	63
Gambar 4.2 Kontur <i>Dimensionless Velocity</i> (V/V_∞) (lanjutan)...	64
Gambar 4.3 Kontur Koefisien Tekanan (berlanjut).....	68
Gambar 4.4 Kontur Koefisien Tekanan (lanjutan)	69
Gambar 4.5 Distribusi Koefisien Tekanan Sepanjang Permukaan Sudu Pada TSR dan Posisi Sudut Dengan Coefficient of Power Maksimum.....	71
Gambar 4.6 Grafik Perbandingan Coefficient of Power Terhadap Tip Speed Ratio.....	75

Gambar 4.7 Grafik Perbandingan Coefficient of Torque Average Terhadap Tip Speed Ratio	76
Gambar 4.8 Grafik Perbandingan Coefficient of Torque Terhadap Posisi Rotor Pada TSR Optimal Tiap Jenis Turbin	77
Gambar 4.9 Grafik Perbandingan Coefficient of Torque Hasil Penelitian Oleh Kacprzak et al. (2013) dan Penelitian Saat Ini Pada TSR = 0.8.....	78

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Nilai Drag Coefficient untuk Bentuk Benda yang Berbeda (Aziz et al, 2008).....	12
Tabel 2.2 Konfigurasi Untuk Rotor Savonius Tipe Bach Tanpa Shaft (Kamoji et al, 2009)	19
Tabel 2.3 Coefficient of Correlation untuk berbagai model turbulensi (Nasef et al, 2013)	32
Tabel 3.1 Variasi Penelitian	49
Tabel 3.2 Ukuran Geometri Turbin	50
Tabel 3.3 Parameter yang Digunakan Pada Tahap <i>Processing</i> Saat Simulasi	54
Tabel 3.4 Grid Independency Test Turbin Savonius Tipe Bach ..	56
Tabel 4.1 Tabel Nilai Koefisien Drag Pada TSR dan Posisi Sudut Dengan Coefficient of Power Maksimum.....	74

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Energi merupakan suatu kebutuhan dasar untuk kelangsungan hidup manusia. Hal ini dapat dibuktikan dengan melihat semakin berkembangnya teknologi sarana dan prasarana penunjang aktivitas manusia. Sehingga, kebutuhan akan energi pun semakin besar, khususnya untuk energi listrik. Tidak dapat dipungkiri bahwa semua kegiatan yang dilakukan oleh manusia didukung oleh adanya energi listrik. Di Indonesia, sumber energi listrik terbesar yang diketahui dan dikembangkan hingga saat ini berasal dari pembangkit-pembangkit tenaga listrik yang tersebar di beberapa daerah di seluruh Indonesia. Namun, sebagian besar sumber energi yang digunakan untuk menghasilkan energi listrik berasal dari bahan bakar fosil seperti batu bara, bbm (solar) maupun gas alam, di mana bahan bakar fosil ini memiliki kerugian, yaitu suatu saat akan habis dan juga tidak ramah lingkungan. Maka dari itu, diperlukan solusi untuk mengatasi keterbatasan ini dengan membangun beberapa pembangkit listrik dengan menggunakan sumber energi terbarukan yang ramah lingkungan sehingga dapat menyediakan energi listrik yang berkelanjutan.

Di wilayah Indonesia, salah satu contoh sumber energi terbarukan yang dapat digunakan sebagai alternatif pembangkitan daya listrik yaitu angin. Energi dari hembusan angin dapat dimanfaatkan untuk menggerakkan sebuah turbin angin. Dari turbin angin tersebut akan dihasilkan energi listrik yang dapat dimanfaatkan oleh manusia, baik dalam skala kecil maupun besar tergantung dari ukuran turbin angin tersebut. Di beberapa negara maju, turbin angin digunakan sebagai sumber energi listrik dalam skala nasional, sedangkan untuk skala kecil contohnya untuk lampu penerangan jalan. Menurut Koaksi Indonesia, di Indonesia sendiri masih cukup tertinggal dalam pengembangan penggunaan energi terbarukan karena baru terpasang 3.1 MW dari 60.6 GW

potensi energi angin yang ada. Berdasarkan data kecepatan angin rata-rata yang dimiliki oleh Badan Meteorologi, Klimatologi, dan Geofisika (BMKG), Indonesia, terutama di daerah Provinsi Jawa Timur, memiliki kecepatan angin rata-rata yang tergolong rendah yaitu sekitar 1–3 m/s. Sehingga, daerah-daerah di Indonesia membutuhkan turbin angin dengan kemampuan *self-starting* yang baik dan mampu menerima angin dari berbagai arah. Salah satu turbin angin yang cocok dengan kondisi ini yaitu turbin angin jenis *Vertical Axis Wind Turbine* (VAWT) bernama Savonius.

Berbagai penelitian mengenai turbin angin Savonius telah dilakukan, diantaranya penelitian yang dilakukan oleh **Kamoji et al (2009)** dengan studi eksperimen untuk mencari konfigurasi geometri sudu paling optimum pada turbin Savonius. Untuk turbin Savonius tanpa *shaft* diantara dua buah *endplate*-nya, didapat hasil optimum pada *overlap ratio* (m/D) sebesar 0.0 dan *blade shape factor* (p/q) sebesar 0.2 dengan sudut 124° , dengan *coefficient of power* optimum yang didapat sebesar 0.21 pada *Reynolds number* sebesar 150,000.

Penelitian selanjutnya yang dilakukan oleh **Akwa et al (2012)** merupakan pembahasan tentang berbagai parameter yang mempengaruhi performa dari turbin angin Savonius, seperti *end plates*, *aspect ratio*, *overlap*, *bucket spacing* dan jumlah *buckets*, jumlah tingkatan *bucket* dan rotor, bilangan *Reynolds*, hingga bentuk dari *buckets* dan rotor, dan aksesoris lainnya.

Nasef et al (2013) melakukan penelitian berupa simulasi pada turbin angin Savonius konvensional pada kondisi statis dan dinamis (berputar) untuk melihat performa terbaik dari turbin angin Savonius dengan variasi *overlap ratio*, diameter rotor, dan bilangan *Reynolds*. Berdasarkan simulasi yang dilakukan pada kondisi statis, didapatkan kesimpulan bahwa perubahan diameter rotor dan bilangan *Reynolds* tidak terlalu mempengaruhi peningkatan performa turbin. Dan semakin besar *overlap ratio*, maka koefisien torsi statis akan semakin meningkat. Sedangkan hasil simulasi pada kondisi dinamis didapatkan bahwa *overlap*

ratio sebesar 0.15 menghasilkan *power coefficient* yang maksimal.

Penelitian mengenai analisa aliran di sekitar turbin angin Savonius tipe Bach dilakukan oleh **Kacprzak et al (2014)**. Pada penelitian ini dilakukan simulasi dengan menggunakan dua dimensi dan tiga dimensi dengan ANSYS CFX, dengan dua domain yaitu rotasi dan statis. Dengan menggunakan *tip speed ratio* (TSR) sebesar 0.8, dilakukan simulasi untuk mendapatkan nilai *coefficient of power* berdasarkan dengan posisi atau sudut rotor. Ketika posisi rotor searah dengan aliran angin (0° dan 180°), didapatkan nilai *coefficient of power* paling tinggi, yaitu senilai 0.45. Sedangkan ketika posisi rotor tegak lurus dengan arah aliran angin (90° dan 270°) nilai *coefficient of power* turun drastis hingga mendekati nol.

Penelitian lain mengenai turbin angin Savonius tipe Bach oleh **Kumar et al (2016)**. Penelitian dilakukan dengan dua dimensi dan pada aliran *unsteady* untuk turbin Savonius sederhana dengan turbin Savonius tipe rotor Bach. Parameter yang digunakan pada penelitian ini yaitu *overlap ratio*, *gap ratio* dan *aspect ratio*, di mana *overlap ratio* yang digunakan sebesar 0.15. Berdasarkan simulasi yang dilakukan, didapatkan bahwa *coefficient of power* dan *coefficient of torque* yang dihasilkan oleh tipe rotor Bach lebih tinggi dibandingkan dengan tipe Savonius sederhana. Dimana *coefficient of power* yang didapat oleh tipe Bach yaitu 37% lebih besar dibandingkan dengan tipe Savonius sederhana. Nilai maksimum *coefficient of power* yang didapat untuk tipe Bach yaitu 0.486.

Dari penelitian-penelitian yang telah dilakukan sebelumnya, belum ada penelitian yang membahas tentang adanya penambahan panjang plat pada sudu *advancing dan returning* turbin angin Savonius tipe Bach yang disertai dengan adanya *overlap* dengan metode simulasi ANSYS FLUENT. Pada penelitian ini dilakukan perbandingan performa dari turbin angin Savonius tipe Bach tanpa *overlap* dan dengan *overlap* yang

disertai penambahan panjang plat. Penelitian ini dilakukan pada kecepatan angin sebesar 4 m/s dengan kondisi berputar.

1.2 Rumusan Masalah

Turbin angin Savonius memiliki keunggulan dari turbin angin konvensional lainnya, yaitu karena turbin angin Savonius memiliki konstruksi yang sederhana dan murah, dapat menerima angin dari segala arah, dan bekerja dengan baik meskipun pada kecepatan angin yang rendah. Namun, turbin angin Savonius juga memiliki kekurangan, yaitu kemampuannya menangkap energi angin tidak lebih efektif dari turbin angin konvensional sehingga menghasilkan daya yang lebih sedikit jika dibandingkan dengan turbin angin konvensional. Untuk meningkatkan efisiensi dari turbin angin Savonius dapat dilakukan dengan modifikasi besarnya *overlap* dan panjangnya plat yang menjadi penghubung *blade*. Hipotesa awal pada penelitian ini yaitu:

1. Bentuk sudu yang dimiliki oleh turbin angin Savonius tipe Bach yang tidak setengah lingkaran, mengakibatkan titik separasi pada aliran akan lebih maju dan *wake* yang terbentuk lebih besar, dan *wake* yang terbentuk di belakang sudu *advancing* lebih besar dari sudu *returning*. Dengan *wake* yang semakin besar maka gaya *drag* pada sudu *advancing* meningkat jika dibandingkan dengan sudu *returning*. Sehingga gaya *drag* pada sudu *advancing* lebih besar daripada sudu *returning*. Desain sudu turbin Savonius tipe Bach dengan sudut yang sesuai, diharapkan akan meningkatkan gaya *drag* pada sisi *advancing* secara signifikan jika dibandingkan dengan kenaikan gaya *drag* pada sisi *returning*, sehingga selisih gaya *drag* yang dihasilkan akan meningkat jika dibandingkan dengan turbin angin Savonius standar.
2. Adanya *overlap* di antara sudu turbin mengakibatkan aliran udara melewati celah *overlap* dan membentur sisi cekung sudu *returning*. Di mana aliran ini akan

meningkatkan tekanan di sisi cekung sudu *returning* sehingga torsi statis meningkat. Namun, didapatkan hasil bahwa penambahan *overlap ratio* diatas 0.15 menyebabkan penurunan nilai koefisien torsi yang diakibatkan oleh terbentuknya daerah resirkulasi di bagian celah *overlap* yang semakin besar. Sehingga *losses* yang terjadi semakin besar.

3. Penambahan plat diharapkan akan menggeser titik pusat gaya *drag* atau daerah bertekanan tinggi ke radius yang lebih besar. Sehingga jarak lengan penyebab momen menjadi lebih besar dan mengakibatkan torsi dan *power coefficient* meningkat.

Hipotesa ini dapat dibuktikan dengan melakukan studi numerik turbin angin Savonius dengan variasi sudu Bach dengan *overlap ratio* (e/D) sebesar 0 dan 0.15 dan penambahan panjang plat menggunakan *blade shape factor* (p/q) sebesar 0.4 pada $e/D = 0.15$, dengan kondisi turbin berputar atau dinamis.

1.3 Batasan Masalah

Batasan masalah yang digunakan dalam penelitian ini adalah:

1. Simulasi 2D, *unsteady, incompressible flow*.
2. Simulasi dilakukan dengan metode *moving mesh*.
3. Udara satu arah mengalir melewati *inlet* dengan satu variasi kecepatan konstan yaitu 4 m/s.
4. Analisa dilakukan pada turbin Savonius dengan bentuk sudu tipe Bach
5. Aliran udara yang berinteraksi dengan turbin bersih sehingga *fouling factor* dapat diabaikan.
6. Variasi *overlap ratio* turbin yaitu tanpa *overlap* ($e/D = 0$), dan dengan *overlap ratio* sebesar 0.15
7. Pada turbin dengan *overlap ratio* 0.15 diberikan penambahan panjang plat dengan $p/q = 0.4$
8. Rotor dianalisa pada keadaan berputar.

1.4 Tujuan Penelitian

Penelitian ini memiliki tujuan sebagai berikut.

1. Mengetahui kontur aliran pada turbin Savonius tipe Bach tanpa *overlap*, dengan *overlap* yang memiliki rasio 0.15, dan disertai adanya penambahan panjang plat dengan *blade shape factor* sebesar 0.4.
2. Mengetahui apakah adanya *overlap* dan penambahan panjang plat dapat meningkatkan performa turbin
3. Membandingkan distribusi koefisien tekanan, nilai *coefficient of torque*, dan *coefficient of power* dari turbin angin Savonius tipe Bach tanpa *overlap* dan dengan rasio *overlap* 0.15 serta adanya penambahan plat dengan *blade shape factor* sebesar 0.4 pada turbin dengan rasio *overlap* 0.15.

1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat dari penelitian ini yaitu dapat memberikan kontribusi perkembangan modifikasi turbin Savonius terutama pada tipe Bach untuk meningkatkan performa turbin.

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Turbin Angin

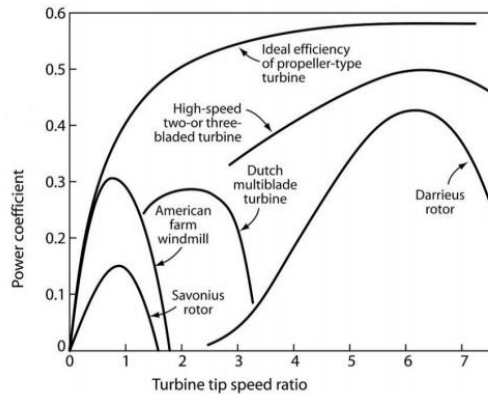
Zaman dulu energi angin hanya dimanfaatkan oleh industri peternakan, terutama di Negara Belanda dan Amerika Serikat, untuk memompa air atau menggiling biji-bijian. Namun saat ini, energi angin dapat digunakan untuk menghasilkan energi listrik dengan menggunakan turbin angin. Turbin angin bekerja dengan prinsip yang sederhana. Dibandingkan dengan menggunakan listrik sebagai sumber energi, turbin angin menggunakan angin untuk menghasilkan listrik. Aliran angin menggerakkan *blade* (sudu) turbin di sekitar rotor, sehingga memutarakan generator dan menghasilkan listrik. Turbin angin mengubah energi angin menjadi listrik menggunakan gaya aerodinamika dari sudu rotor, yang bekerja seperti sayap pesawat atau baling-baling helikopter. Ketika udara bergerak melewati sudu, tekanan udara pada salah satu sudu berkurang. Perbedaan tekanan yang melewati dua sisi sudu tersebut mengakibatkan munculnya *lift* dan *drag*. Gaya angkat atau *lift* yang muncul lebih besar dibandingkan dengan gaya *drag* sehingga mengakibatkan rotor berputar. Rotor tersebut terhubung dengan generator, baik secara langsung maupun dengan penghubung berupa poros dan *gearbox* yang digunakan untuk menambah kecepatan putaran. Gaya aerodinamik yang mengakibatkan generator berputar menghasilkan listrik.

Turbin angin yang ada saat ini terbagi menjadi dua jenis berdasarkan arah sumbunya, yaitu turbin angin sumbu horizontal (*horizontal-axis wind turbines/HAWT*) dan turbin angin sumbu vertikal (*vertical-axis wind turbines/VAWT*). Turbin angin sumbu horizontal merupakan turbin angin yang paling umum. Turbin angin sumbu horizontal biasanya terdiri dari tiga sudu dan beroperasi berlawanan dengan arah angin (*upwind*), namun ada juga yang beroperasi menurut arah angin (*downwind*), dengan poros rotor utama dan generator listrik di puncak menara dengan sudu yang menghadap angin. Kebanyakan HAWT memiliki

gearbox meningkatkan putaran yang lebih sesuai untuk menggerakkan generator listrik. Bilah sudu pada HAWT terbagi menjadi dua jenis, yaitu sudu dengan tipe *lifting* dan tipe *drag*. Tipe sudu *lift* merupakan desain yang paling efisien, terutama untuk menangkap energi yang kuat yang berasal dari aliran angin yang kencang. Sedangkan untuk sudu tipe *drag* biasa digunakan untuk kincir air. Kelebihan dari turbin angin horizontal ini adalah memiliki akses ke angin yang lebih kuat karena desain menara yang tinggi. Untuk kelemahan dari HAWT yaitu karena strukturnya menggunakan menara yang tinggi serta bilah-bilah sudu yang panjang sehingga sulit diangkut dan membutuhkan biaya yang besar untuk pemasangannya, bisa mencapai 20% dari seluruh biaya peralatannya. Kemudian besar kemungkinan terjadinya kerusakan struktur, terutama pada varian *downwind* karena adanya turbulensi.

Pada turbin angin sumbu vertikal, rotor berputar pada sumbu vertikal. Keuntungan utamanya yaitu dapat menerima angin dari segala arah, sehingga ketika arah angin berubah, turbin jenis ini tidak perlu mesin penggerak supaya rotor berubah menjadi menghadap angin. Karna tidak memerlukan mesin penggerak, desain dari VAWT menjadi lebih sederhana. Generator listrik dan *gearbox* pun dapat diletakkan di permukaan tanah. Utamanya, VAWT terdiri dari dua tipe, tipe pertama yaitu menggunakan gaya aerodinamik dan tipe kedua yaitu tipe yang menggunakan gaya *lift* pada bilah untuk bekerja. Namun kekurangan dari turbin angin sumbu vertikal ini yaitu efisiensi dalam memproduksi energi masih terbatas, karena tidak semua bilah sudu menghasilkan torsi yang sama, dan kemampuan *self-starting* yang lemah.

Berdasarkan penelitian-penelitian yang telah dilakukan, perbedaan *coefficient of power* untuk tiap jenis turbin ditunjukkan pada gambar 2.1.



Gambar 2.1 Performa Turbin Angin (Worasinchai et al, 2017)

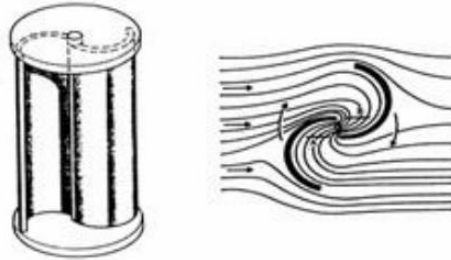
2.2 Turbin Angin Savonius

Turbin Savonius merupakan salah satu contoh dari *vertical-axis wind turbine* (VAWT) yang diciptakan oleh Sigurd Johannes Savonius pada tahun 1922 dari Finlandia. Turbin Savonius beroperasi berdasarkan gaya *drag* oleh angin, tetapi gaya *lift* juga berpengaruh pada transmisi daya mekanik ke poros. Turbin Savonius merupakan turbin angin yang paling sederhana.

Secara aerodinamika, turbin ini merupakan turbin tipe *drag*, di mana turbin menghasilkan daya dengan memanfaatkan gaya *drag* yang dihasilkan dari tiap-tiap sudunya. Jika dilihat dari atas, untuk dua sudu turbin Savonius terlihat seperti bentuk 'S'. Karena adanya lengkungan tersebut, maka gaya *drag* yang muncul lebih sedikit pada sudu yang permukaannya membelakangi arah angin, dibandingkan dengan sudu yang permukaannya menghadap arah angin. Perbedaan gaya *drag* yang muncul mengakibatkan turbin Savonius berputar, seperti yang terlihat pada gambar 2.2. Selisih gaya *drag* ini akan menghasilkan torsi yang jika dikalikan dengan kecepatan angular dari turbin maka akan menghasilkan daya turbin.

Kecepatan angular sudu tidak dapat lebih cepat dari kecepatan aliran angin yang mengenai sudu turbin tersebut,

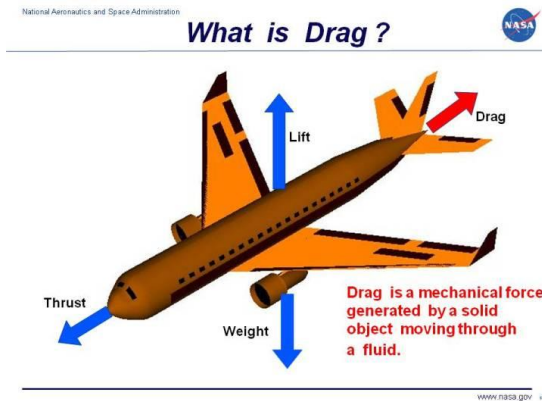
sehingga turbin memiliki *tip speed ratio* (TSR) yang relatif kecil, yaitu 1 atau di bawahnya. Ini berarti bahwa turbin Savonius akan bergerak pelan tetapi menghasilkan torsi yang besar. Semakin besar selisih *drag* pada sudu turbin maka akan menghasilkan torsi yang semakin besar. Turbin angin ini memiliki torsi awal yang besar dan memiliki kemampuan *self-starting* yang baik, namun efisiensi yang dihasilkan lebih rendah jika dibandingkan dengan turbin angin tipe horizontal.



Gambar 2.2 Pola Aliran Angin dan Arah Rotasi Sudu pada Turbin Savonius (Worasinchai et al, 2017)

2.3 Drag

Gaya *drag* adalah gaya resistan yang disebabkan oleh gerakan benda melalui fluida, seperti udara maupun air. Dapat dikatakan juga bahwa *drag* merupakan hasil dari interaksi dan kontak antara benda solid dengan fluida (cairan atau gas). *Drag* tidak dihasilkan oleh medan gaya, seperti medan magnet, di mana suatu objek dapat mempengaruhi objek lain tanpa terjadi kontak fisik. Supaya *drag* bisa muncul, benda solid harus bersentuhan dengan fluida. Jika tidak ada fluida, maka tidak akan muncul *drag*. *Drag* muncul karena adanya perbedaan kecepatan antara benda dengan fluida. Karena *drag* merupakan gaya, maka *drag* memiliki besaran dan arah. Seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.3, gaya *drag* bergerak ke arah yang berlawanan dengan arah benda sedangkan gaya angkat (*lift*) bergerak ke arah normal atau tegak lurus terhadap gerakan benda.



Gambar 2.3 Gaya yang Timbul Akibat Interaksi antara Benda Solid dengan Fluida (NASA, 2015)

Drag muncul karena adanya gesekan permukaan antara solid dan fluida. Maka dari itu, besarnya gesekan permukaan tersebut bergantung pada properti solid dan fluida. Untuk benda solid, permukaan yang halus dan licin menghasilkan gesekan yang lebih kecil dibandingkan permukaan yang kasar. Untuk fluida, besarnya bergantung pada viskositas atau kekentalan fluida tersebut dan juga bilangan Reynolds.

Gaya *drag*, F_D , bergantung pada massa jenis atau densitas dari fluida, kecepatan *upstream*, ukuran, bentuk, dan faktor lain yang berhubungan dengan benda solid. Persamaan gaya hambat digunakan untuk menentukan gaya *drag* yang dialami oleh benda yang dipengaruhi oleh pergerakan fluida.












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

Di mana:

- F_D : gaya *drag* (N)
- C_D : *drag coefficient*
- A : luas *frontal area* (m^2)
- ρ : massa jenis fluida (kg/m^3)
- V : kecepatan relatif (m/s^2)

Drag coefficient merupakan bilangan tak berdimensi (*dimensionless*) yang digunakan untuk menyatakan hambatan dari suatu benda yang dilewati aliran fluida, seperti air dan udara. *Drag coefficient* merupakan fungsi dari beberapa parameter seperti bentuk benda, bilangan Reynolds, bilangan Froude, bilangan Mach, dan kekasaran permukaan. Tabel 2.1 menunjukkan berbagai *drag coefficient* untuk tiap bentuk benda.

Tabel 2.1 Nilai *Drag Coefficient* untuk Bentuk Benda yang Berbeda (Aziz et al, 2008)

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

2.4 Coefficient of Power (C_P)

Coefficient of power, C_p , digunakan untuk mengukur performa dari turbin angin, seberapa efisien turbin angin mengubah energi angin menjadi listrik. Koefisien ini merupakan fungsi dari bentuk rotor dan bilangan *Reynolds*, ditunjukkan dengan bentuk tak berdimensi seperti berikut.

$$C_P = f(m/D, H/D, \psi, p/q, D_0/D, Re)$$

Lima parameter pertama berdasarkan dari bentuk geometri rotor dan bilangan *Reynolds* berdasarkan dari kecepatan angin dan diameter rotor. Untuk mendapatkan *coefficient of power* pada kecepatan angin yang telah ditentukan, digunakan persamaan sebagai berikut.

$$C_P = \frac{\text{Electricity produced by wind turbine}}{\text{Total Energy available in the wind}}$$

$$C_P = \frac{P}{P_{\text{available}}} = \frac{T\omega}{\left(\frac{1}{2}\right)\rho AV_o^3} = C_T\lambda \quad (2.2)$$

Di mana:

- P : daya yang diproduksi turbin (Watt)
 T : torsi turbin angin (N.m)
 ω : putaran turbin (rad/s)
 ρ : massa jenis udara (kg/m³)
 A : luas penampang (m²)
 V_o : kecepatan udara (m/s)
 C_T : koefisien torsi
 λ : *tip speed ratio*

2.5 Coefficient of Torque (C_T)

Coefficient of torque, C_T, merupakan rasio antara torsi yang dihasilkan dari rotor turbin dengan torsi angin. Torsi didapat ketika turbin dalam kondisi berputar. Persamaan untuk mencari nilai koefisien torsi adalah sebagai berikut.

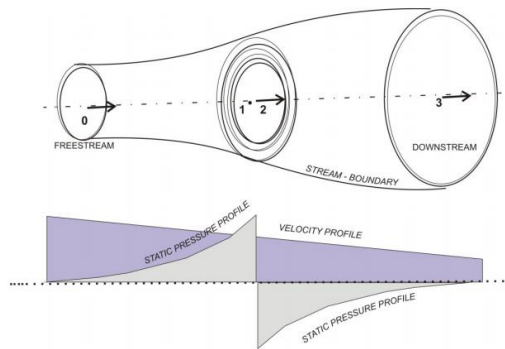
$$C_T = \frac{T}{\left(\frac{1}{4}\right)\rho U^2 D^2 H} \quad (2.3)$$

Di mana:

- T : torsi (N.m)
 ρ : massa jenis udara (kg/m³)
 U : kecepatan fluida yang mengalir (m/s²)
 D : diameter rotor (m)
 H : tinggi sudu (m)

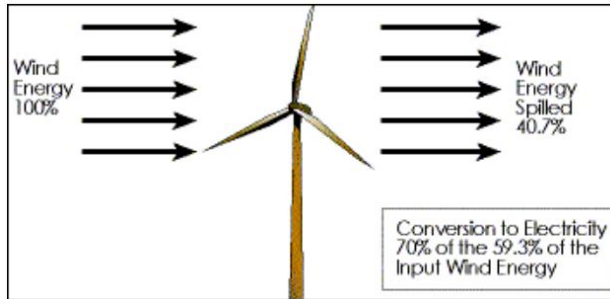
2.6 Hukum Betz

Hukum Betz menunjukkan daya maksimum yang dapat diekstraksi dari angin, terlepas dari desain turbin dalam aliran terbuka (*open flow*). Teori ini dibuat pada tahun 1919 oleh ahli fisika dari Jerman bernama Albert Betz. Hukum ini dibuat berdasarkan prinsip konservasi massa dan momentum aliran udara yang mengalir melalui *actuator disk* ideal, seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.4, yang mengekstrak energi dari aliran udara.



Gambar 2.4 Model *Disk Theory* (Burton, 2001 dan Duran, 2005)

Menurut Hukum Betz, tidak ada turbin yang dapat menangkap lebih dari 59.3% energi kinetik dari angin yang dapat digunakan untuk memutar turbin dan menghasilkan listrik. Teori ini juga disebut dengan *Betz's limit*. Faktor dari 59.3% (0.593) merupakan *Betz's coefficient*. Namun, pada kenyataannya, turbin tidak dapat mencapai *Betz's limit*, dan umumnya efisiensi turbin hanya sekitar 35 – 45%. Pada gambar 2.5, terlihat bahwa turbin angin mengubah 70% dari *Betz's limit* menjadi listrik. Oleh karena itu, *coefficient of power* (C_p) turbin angin akan menjadi $0.7 \times 0.59 = 0.41$. Sehingga dapat dikatakan bahwa turbin angin mengubah 41% dari energi angin yang tersedia menjadi listrik.



Gambar 2.5 Skema Konversi Energi Angin Menjadi Listrik Hanya 59.3% oleh Turbin Angin (Andres, 2010)

2.7 Momentum Angular

Prinsip momentum angular untuk sistem menyatakan bahwa laju perpindahan momentum angular sama dengan jumlah total semua torsi yang bekerja pada sistem,

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

Di mana momentum angular pada sistem adalah,

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

Torsi dapat diproduksi oleh permukaan dan gravitasi, dan juga oleh poros,

$$\vec{T} = \vec{r} \times \vec{F}_s + \int_{M(system)} \vec{r} \times \vec{g} dm + \vec{T}_{shaft}$$

$$= \frac{\partial}{\partial x} \int_{CV} \vec{r} \times \vec{V} \rho dV + \int_{CS} \vec{r} \times \vec{V} \rho \vec{V} d\vec{A}$$

Persamaan di atas menyatakan bahwa momen dari gaya-gaya di permukaan dan gaya-gaya di *body*, ditambah dengan torsi yang diberikan, menyebabkan adanya perubahan pada *momentum angular* dari aliran. Persamaan di atas dapat disederhanakan dengan memilih *fixed control volume* yang mengelilingi rotor untuk mengevaluasi torsi poros. Pada kasus ini, gaya-gaya di permukaan, seperti gesekan, bisa diabaikan karena besarnya gaya diasumsikan jauh lebih rendah dibandingkan dengan nilai torsi

poros. Dengan mengabaikan gaya pada *body* selain torsi, maka persamaan torsi untuk *steady flow* menjadi:

$$\vec{T}_{Shaft} = \int_{CS} \vec{r} \times \vec{V} \rho \vec{V} d\vec{A} \quad (2.4)$$

Di mana:

$$\vec{T}_{Shaft} = \text{Torsi (N.m)}$$

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

V = Kecepatan (m/s)

A = Luas *frontal area* (m²)

2.8 Tip Speed Ratio

Tip speed ratio (λ) atau TSR untuk turbin angin merupakan rasio antara kecepatan tangensial ujung *blade* dan kecepatan angin (v). *Tip speed ratio* berhubungan dengan efisiensi turbin, dengan konfigurasi *blade* yang optimum. *Tip speed* yang lebih tinggi menghasilkan tingkat kebisingan yang lebih tinggi dan membutuhkan *blade* yang lebih kuat karena gaya sentrifugal yang lebih besar. *Tip speed ratio* memiliki persamaan sebagai berikut.

$$\lambda = \frac{\omega R}{v} \quad (2.5)$$

Di mana:

λ = *tip speed ratio*

ω = kecepatan angular (rad/s)

R = radius rotor (m)

2.9 Torsi

Torsi rotor dapat dihitung dengan menggunakan solusi dari persamaan konservasi untuk model turbulensi. Perhitungan dilakukan dengan meng-integralkan perbedaan gaya yang dihasilkan dari tekanan dan gesekan pada rotor seperti pada persamaan berikut:

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

$$T = \sum_f \{k_f \times [(p_f - p_{ref})d_f + (-\tau_f \cdot d_f) \cdot d]\} \quad (2.6)$$

Di mana $F_f^{pressure}$ dan F_f^{shear} merupakan vektor gaya tekanan (p) dan gaya geser (τ) dan \mathbf{d} merupakan vektor yang menunjukkan sumbu di mana momen diambil. \mathbf{k}_f merupakan posisi permukaan f . Vektor gaya tekanan di permukaan f dihitung dari: \mathbf{p}_f merupakan tekanan di permukaan, \mathbf{d}_f merupakan vektor area permukaan dan \mathbf{p}_{ref} yang merupakan tekanan referensi. Gaya ini merupakan gaya yang dihasilkan dari fluida ke permukaan. Gaya geser pada sisi permukaan f dihitung dengan tensor tegangan pada permukaan f , $\boldsymbol{\tau}_f$ dan \mathbf{d}_f . Ini merupakan gaya geser yang dihasilkan fluida ke permukaan.

2.10 Penelitian Terdahulu

2.10.1 Kamoji et al. (2009)

Penelitian ini merupakan studi eksperimen pada turbin Savonius untuk menentukan konfigurasi sudu paling optimum dengan melihat pengaruh dari *overlap ratio*, *aspect ratio*, *blade arc angle*, *blade shape factor*, *Reynolds number* pada turbin *single-stage* terhadap performa turbin. Dan juga membandingkan *coefficient of power* pada Savonius tipe Bach dengan poros, tanpa poros, dan dengan turbin Savonius konvensional.

Penelitian ini dilakukan menggunakan alat yang tersusun dari katrol, tali nilon, pemberat, pegas, rotor Savonius, poros, dan struktur. Susunan penyangga dan alat yang digunakan untuk eksperimen ditunjukkan pada gambar 2.6. Susunan ini diletakkan pada jarak 750 mm dan tegak lurus terhadap bagian *exit wind tunnel* hingga sisi tengah rotor segaris dengan sisi tengah *wind tunnel*. Udara yang digunakan keluar dari *nozzle* berukuran 400 mm × 400 mm. Susunan alat eksperimen ini digunakan untuk menghitung torsi statis dari rotor pada sudut tertentu. Torsi statis rotor dihitung setiap 15° dari sudut rotor yang digunakan.

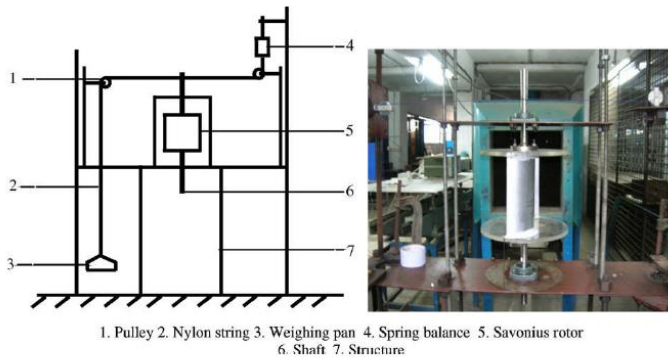
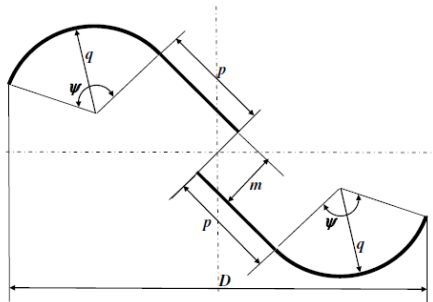


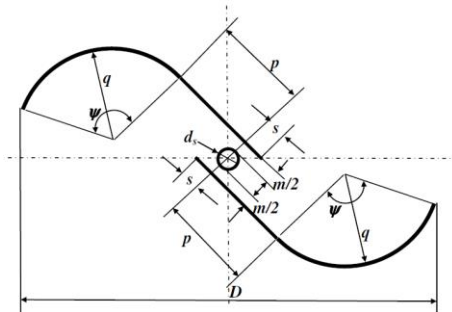
Fig. 1. Schematic diagram of the rotational set-up.

Gambar 2.6 Diagram Skematik Susunan Alat Eksperimen (Kamoji et al, 2009)

Pada penelitian ini digunakan model Savonius rotor dengan parameter *aspect ratio* (H/D), *overlap ratio* (m/D), *blade arc angle* (ψ), dan *blade shape factor* (p/q). Savonius tipe Bach tanpa *shaft*, seperti yang terlihat pada gambar 2.7, dibuat dengan pipa aluminium dengan ketebalan 2 mm. Tabel 2.2 menunjukkan konfigurasi yang digunakan untuk turbin Savonius yang dimodifikasi tanpa *shaft* pada eksperimen ini. Sedangkan gambar 2.8 menunjukkan turbin Savonius dengan *shaft* dengan mengikuti konfigurasi *blade* yang telah dilakukan oleh Modi et al (1989), yaitu dengan *overlap ratio* (m/D) = 0.0; *aspect ratio* (H/D) = 0.77; *blade arc angle* (ψ) = 135° ; *blade shape factor* (p/q) = 0.2; dan *end plate parameter* (Do/D) = 1.33. Penelitian dilakukan dengan menggunakan bilangan Reynolds 120,000 dan 150,000. Untuk turbin Savonius konvensional menggunakan konfigurasi *blade* yang digunakan oleh Fujisawa et al (1994) dengan *overlap ratio* (m/D) = 0.15; *aspect ratio* (H/D) = 1.0; *end plate parameter* (Do/D) = 1.1; dan *blade arc angle* (ψ) = 180° .



Gambar 2.7 Rotor Savonius Tipe Bach Tanpa *Shaft* (Kamoji et al, 2009)



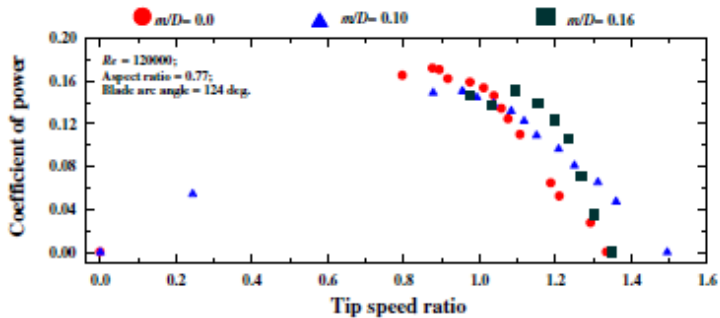
Gambar 2.8 Rotor Savonius Tipe Bach dengan *Shaft* (Kamoji et al, 2009)

Tabel 2.2 Konfigurasi Untuk Rotor Savonius Tipe Bach Tanpa *Shaft* (Kamoji et al, 2009)

Overlap ratio (m/D)	Aspect ratio (H/D)	Blade arc angle (ψ)	Blade shape factor (p/q)
0.0, 0.10, 0.16	0.77	124°	0.2
0.0	0.6, 0.7, 0.77, 1.0	124°	0.2
0.0	0.7	110°, 124°, 135°, 150°	0.2
0.0	0.7	124°	0.2, 0.4, 0.6

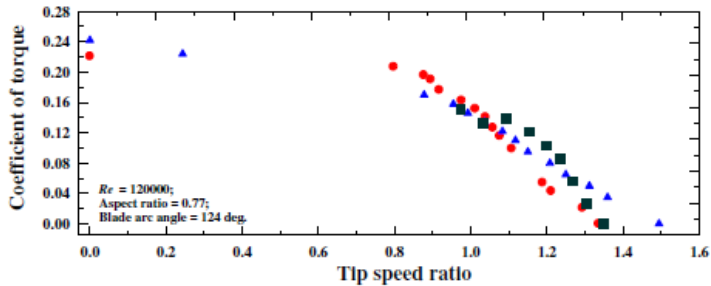
Eksperimen pertama dilakukan dengan melihat pengaruh performa turbin dengan variasi *overlap ratio* (m/D), pada *blade shape factor* (p/q) sebesar 0.2, *aspect ratio* (H/D) sebesar 0.77,

blade arc angle (ψ) sebesar 124° dan *end plate* (Do/D) sebesar 1.1. *Overlap ratio* diuji pada nilai 0.0 (tanpa overlap), 0.10, dan 0.16. Rotor diuji pada bilangan Reynolds sebesar 120,000 dan 150,000 untuk mendapatkan nilai *coefficient of power*. Pada bilangan Reynolds sebesar 120,000, gambar 2.9 menunjukkan hasil performa yang didapatkan dari eksperimen dengan variasi *overlap ratio*.



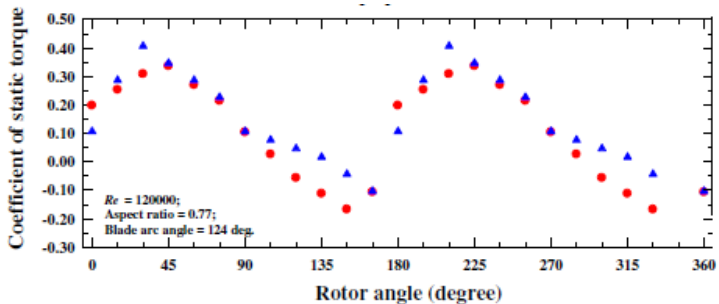
Gambar 2.9 Pengaruh *Overlap Ratio* pada *Coefficient Of Power* Terhadap *TSR* Pada Bilangan Reynolds Sebesar 120,000 (Kamoji et al, 2009)

Rotor Savonius tipe Bach tanpa *overlap ratio* memberikan *coefficient of power* (C_p) paling tinggi, sedangkan untuk Savonius konvensional performa optimum didapat pada *overlap ratio* sebesar 0.15. C_p maksimum pada rotor tanpa *overlap* dengan nilai sebesar 0.17. gambar 2.10 terlihat hubungan antara C_t terhadap *TSR*, dimana dari hasil penelitian didapatkan bahwa C_t maksimum sebesar 0.20 pada *TSR* 0.8 pada *overlap ratio* sebesar 0.0.



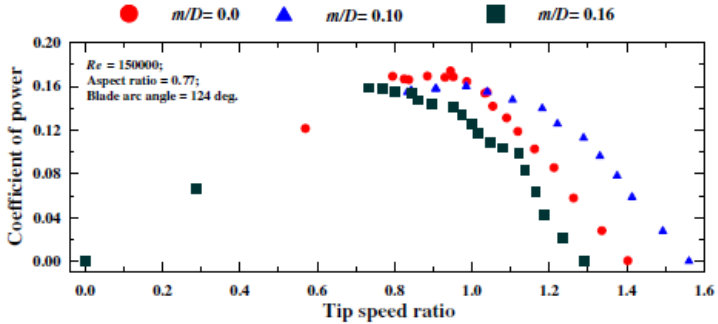
Gambar 2.10 Pengaruh *Overlap Ratio* pada *Coefficient Of Torque* Terhadap TSR Pada Bilangan Reynolds Sebesar 120,000 (Kamoji et al, 2009)

Nilai maksimum dari C_{st} terlihat pada gambar 2.11, yaitu sebesar 0.40 pada saat sudut rotor 35° namun pada *overlap ratio* sebesar 0.15



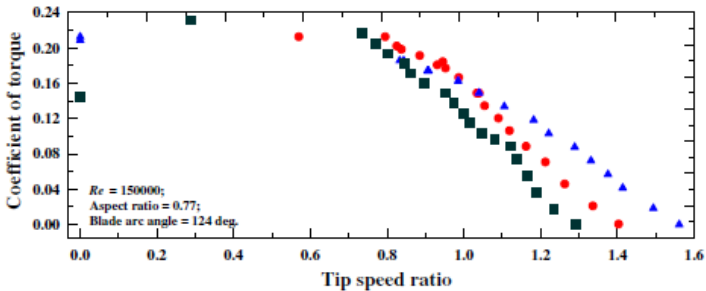
Gambar 2.11 Pengaruh *Overlap Ratio* pada *Coefficient Of Static Torque* Terhadap Sudut Rotor Pada Bilangan Reynolds Sebesar 120,000 (Kamoji et al, 2009)

Kemudian pada bilangan Reynolds 150,000 didapatkan hasil C_p untuk variasi *overlap ratio* yang ditunjukkan pada gambar 2.12. C_p maksimum didapat pada rotor Savonius tanpa *overlap* dengan nilai 0.17 pada TSR sebesar 0.95.



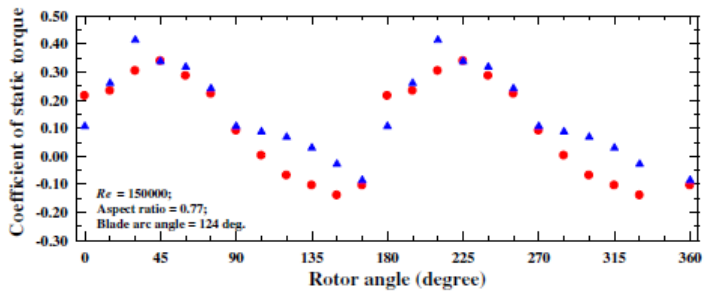
Gambar 2.12 Pengaruh *Overlap Ratio* pada *Coefficient Of Power* Terhadap Sudut Rotor Pada Bilangan Reynolds Sebesar 150,000 (Kamoji et al, 2009)

Gambar 2.13 terlihat hubungan antara C_t terhadap TSR, di mana dari hasil penelitian didapatkan bahwa C_t maksimum sebesar 0.22 pada TSR 0.7 pada *overlap ratio* sebesar 0.16.



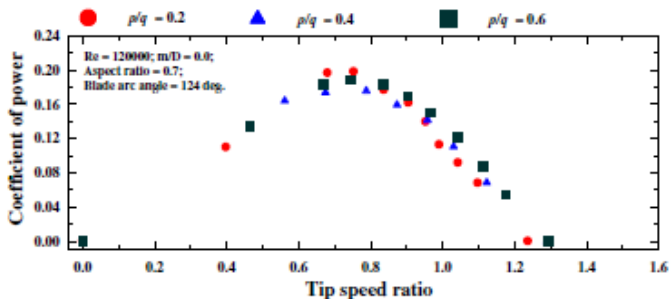
Gambar 2.13 Pengaruh *Overlap Ratio* pada *Coefficient Of Torque* Terhadap Sudut Rotor Pada Bilangan Reynolds Sebesar 150,000 (Kamoji et al, 2009)

Untuk nilai C_{st} yang terlihat pada gambar 2.14, didapatkan nilai maksimum sebesar 0.4 pada *overlap ratio* sebesar 0.10 dengan posisi sudut rotor 30° . C_{st} bernilai negatif ketika sudut rotor sebesar 120° - 165° .



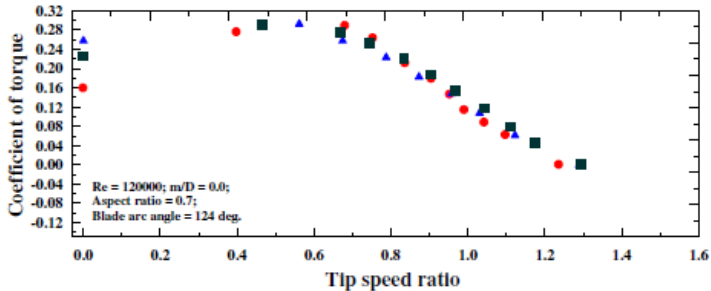
Gambar 2.14 Pengaruh *Overlap Ratio* pada *Coefficient Of Static Torque* Terhadap Sudut Rotor Pada Bilangan Reynolds Sebesar 150,000 (Kamoji et al, 2009)

Hasil eksperimen berikutnya untuk variasi *blade shape factor* (p/q) sebesar 0.2, 0.4, 0.6 dengan tanpa *overlap*, *blade arc angle* (ψ) sebesar 124° , *aspect ratio* sebesar 0.7 dan *end plate* (Do/D) sebesar 1.1. Rotor diuji pada bilangan Reynolds sebesar 120,000 dan 150,000 untuk mendapatkan nilai C_p . Pada bilangan Reynolds sebesar 120,000, gambar 2.15 menunjukkan hasil performa yang didapatkan dari eksperimen dengan variasi *blade shape factor*.



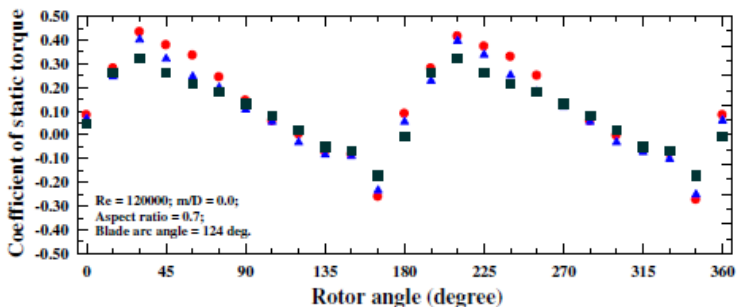
Gambar 2.15 Pengaruh *blade shape factor* pada C_p Terhadap TSR Pada Bilangan Reynolds Sebesar 120,000 (Kamoji et al, 2009)

Berdasarkan grafik diatas, rotor dengan *blade shape factor* sebesar 0.2 memiliki C_p yang sedikit lebih tinggi dibandingkan dengan *blade shape factor* sebesar 0.6. Untuk nilai C_t maksimum ditunjukkan pada gambar 2.16, dimana nilai yang didapat sebesar 0.30 pada *blade shape factor* sebesar 0.4 dengan TSR 0.6.



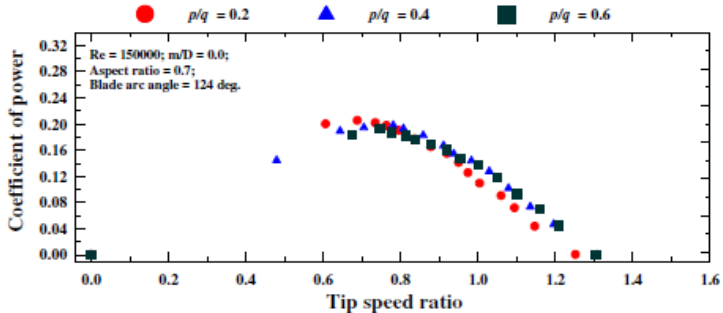
Gambar 2.16 Pengaruh *blade shape factor* pada C_t Terhadap TSR Pada Bilangan Reynolds Sebesar 120,000 (Kamoji et al, 2009)

Untuk nilai C_{st} yang terlihat pada gambar 2.17, didapatkan nilai maksimum sebesar 0.4 pada *blade shape factor* sebesar 0.2 dengan posisi sudut rotor 30° . C_{st} bernilai negatif ketika sudut rotor sebesar 135° - 180° .



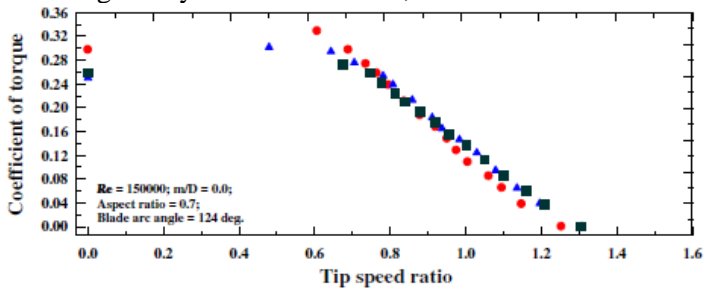
Gambar 2. 17 Pengaruh *blade shape factor* pada C_{st} Terhadap Sudut Rotor Pada Bilangan Reynolds Sebesar 120,000 (Kamoji et al, 2009)

Kemudian pada bilangan Reynolds 150,000 didapatkan hasil C_p untuk variasi *blade shape factor* yang ditunjukkan pada gambar 2.18. C_p maksimum didapat pada p/q sebesar 0.2 dengan nilai 0.2 pada TSR sebesar 0.7.



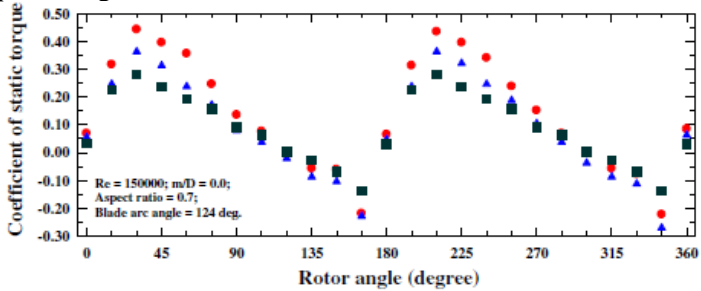
Gambar 2.18 Pengaruh *blade shape factor* pada C_p Terhadap TSR Pada Bilangan Reynolds Sebesar 150,000 (Kamoji et al, 2009)

Gambar 2.19 terlihat hubungan antara C_t terhadap TSR, di mana dari hasil penelitian didapatkan bahwa C_t maksimum sebesar 0.22 pada TSR 0.7 pada *blade shape factor* sebesar 0.2 untuk bilangan Reynolds sebesar 150,000.



Gambar 2.19 Pengaruh *blade shape factor* pada C_t Terhadap TSR Pada Bilangan Reynolds Sebesar 150,000 (Kamoji et al, 2009)

Dan selanjutnya untuk nilai C_{st} maksimum terlihat pada gambar 2.20, di mana nilai maksimum sebesar 0.45 didapat pada p/q 0.2 dengan sudut rotor sebesar 30° .



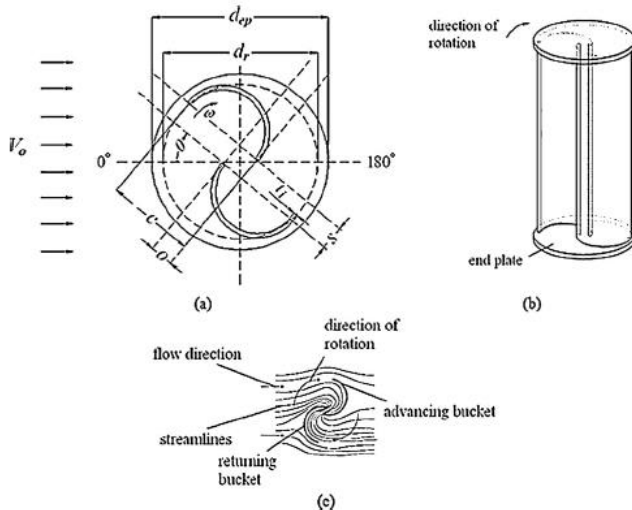
Gambar 2.20 Pengaruh *blade shape factor* pada C_t Terhadap TSR Pada Bilangan Reynolds Sebesar 150,000 (Kamoji et al, 2009)

Berdasarkan dengan percobaan-percobaan tersebut, dapat disimpulkan bahwa performa maksimum didapat dengan konfigurasi rotor Savonius tanpa *overlap*, mempunyai *aspect ratio* (H/D) sebesar 0.7, *blade arc angle* (ψ) sebesar 124° , *blade shape factor* (p/q) sebesar 0.2, dan *end plate* (Do/D) sebesar 1.1. Di mana C_p yang didapat yaitu 0.21 pada *tip speed ratio* sebesar 0.69.

2.10.2 Akwa et al. (2012)

Penelitian yang dilakukan oleh Akwa et al membahas tentang performa dari turbin angin Savonius berdasarkan dari parameter yang ada, yang telah dilakukan oleh studi-studi sebelumnya. Peneliti melakukan penelitian tentang turbin angin Savonius karena turbin tipe ini dapat menjadi alternatif pengganti turbin angin konvensional, karena turbin Savonius memiliki beberapa kelebihan dibandingkan dengan turbin angin konvensional. Konstruksi yang sederhana dan biaya yang murah, dapat menerima angin dari berbagai arah, dan dapat melakukan berbagai variasi pada konfigurasi rotor untuk meningkatkan efisiensinya.

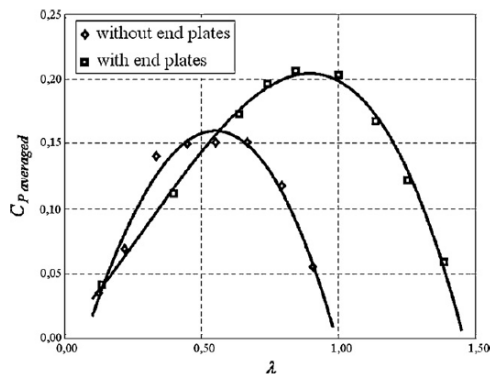
Turbin angin Savonius merupakan salah satu *vertikal axis wind turbine* (VAWT) yang beroperasi berdasarkan pada gaya *drag* angin pada sudunya, namun gaya *lift* juga berperan dalam mentransmisikan daya mekanik ke poros. gambar 2.21 menunjukkan parameter karakteristik dari turbin angin Savonius dengan dua semi-sirkular sudu. t_i merupakan ketebalan sudu, c merupakan diameter sudu, o merupakan *overlap*, s merupakan jarak antar sudu, d_r merupakan diameter rotor dan d_{ep} merupakan diameter untuk *end plate*. Angin dengan kecepatan V_o bergerak melewati sudu hingga turbin berputar dan menimbulkan kecepatan sudut ω . Turbin berotasi sepanjang posisi sudut rotor θ .



Gambar 2.21 Skematik Rotor Savonius: (a) ilustrasi 2D ; (b) ilustrasi 3D ; (c) bentuk aliran angin yang melewati sudu. (Akwa et al, 2012)

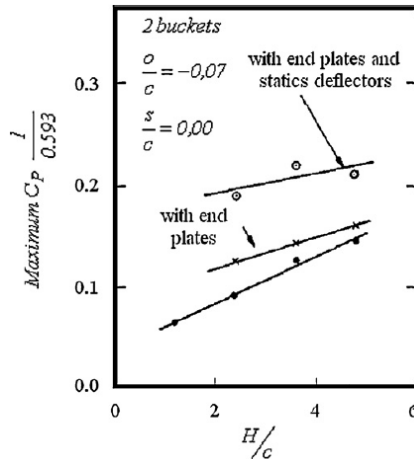
Parameter yang mempengaruhi performa dari turbin angin Savonius di antaranya yaitu *end plate*, *aspect ratio*, jarak *buckets*, *buckets overlap*, jumlah tingkatan rotor, bentuk rotor dan sudu, poros dan aksesorinya.

End plate merupakan aksesoris paling sederhana yang dapat ditambahkan ke turbin Savonius untuk meningkatkan performanya. Seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.22, penambahan *end plates* dapat meningkatkan koefisien daya rata-rata maksimum, $C_{p_{averaged}}$ secara signifikan. Plat di ujung turbin mencegah keluarnya udara dari sisi cekung bilah sudu, sehingga menjaga perbedaan tekanan antara dua sisi sudu. Ukuran yang disarankan setara dengan 1.1 kali diameter rotor. Diameter *end plates* sangat besar dapat memperbesar inersia rotor.



Gambar 2.22 Pengaruh End Plates terhadap Performa Rotor Savonius (Akwa et al, 2012)

Aspect ratio yang dimiliki turbin didapatkan dengan membandingkan ketinggian sudu, H , dengan diameter rotor, d_r . Rotor Savonius dengan *aspect ratio* yang tinggi memiliki *losses* yang kecil karena pengaruh dari ujung bilah sudu. Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan, *aspect ratio* sebesar 2 sudah memberikan hasil yang bagus terhadap performa rotor Savonius. Gambar 2.23 menunjukkan pengaruh dari penambahan tinggi turbin untuk beberapa konfigurasi, pada $C_{p_{averaged}}$ dan saat berotasi, terhadap performa turbin Savonius.



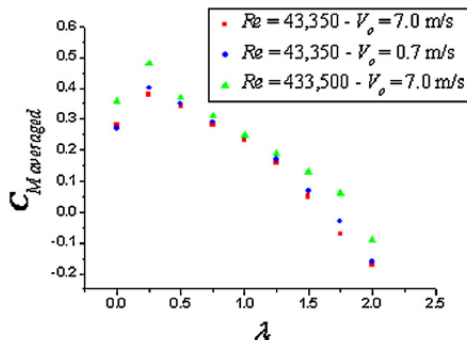
Gambar 2.23 Pengaruh dari *Aspect Ratio* terhadap Performa Turbin Angin Savonius (Akwa et al, 2012)

Parameter lain yang mempengaruhi performa turbin angin Savonius yaitu jarak dan *overlap* sudu. Beberapa penelitian menyatakan bahwa turbin Savonius tanpa jarak antara kedua sudu semi-sirkularnya memberikan performa yang paling baik. Untuk jarak antar sudu yang besar mengakibatkan udara tidak terfokus pada sisi cekung pada sudu *returning*, sehingga mengurangi daya turbin. Untuk *overlap* sendiri sudah ada banyak penelitian yang telah membahas ukuran *overlap* yang paling baik. Namun, dari berbagai penelitian tersebut belum ada ukuran *overlap* yang disetujui sebagai ukuran yang menghasilkan daya paling optimal.

Bentuk sudu juga merupakan salah satu parameter penting untuk meningkatkan performa turbin Savonius. Bentuk sudu yang paling banyak diteliti yaitu bentuk profil *hook* atau kail. Konfigurasi ini telah diuji oleh Kamoji et al (2009), dengan nilai C_p yang didapat sebesar 0.21. Rotor dengan bentuk sudu *hooks* memiliki momen yang lebih tinggi karena aliran udara langsung menuju ke ujung bilah sudu.

Bilangan Reynolds mempengaruhi performa dari operasi rotor, seperti yang terlihat pada gambar 2.24. Blackwell et al

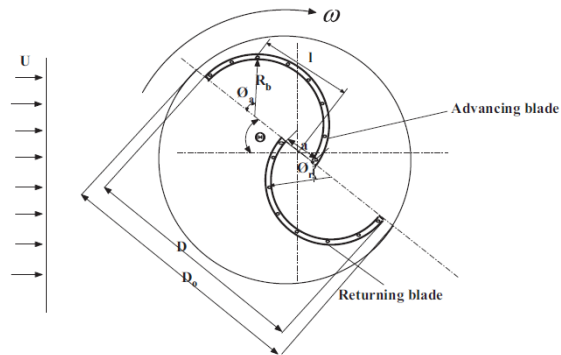
(1978) menyatakan bahwa peningkatan bilangan Reynolds mempengaruhi fenomena dari separasi *boundary layer* pada sudu rotor. Peningkatan ini memperlambat proses separasi *boundary layer* pada sisi cembung sudu, terutama pada posisi sudut rotor mendekati 0° atau 180° . Proses separasi yang tertunda ini mengurangi *pressure drag* pada sudu *returning*. Hal ini karena terjadi peningkatan tekanan pemulihan, sehingga meningkatkan gaya angkat pada resultan gaya untuk semua posisi sudut, dan meningkatkan momen rotor.



Gambar 2.24 Pengaruh Bilangan Reynolds terhadap Koefisien Momen Rata-rata (Akwa et al, 2012)

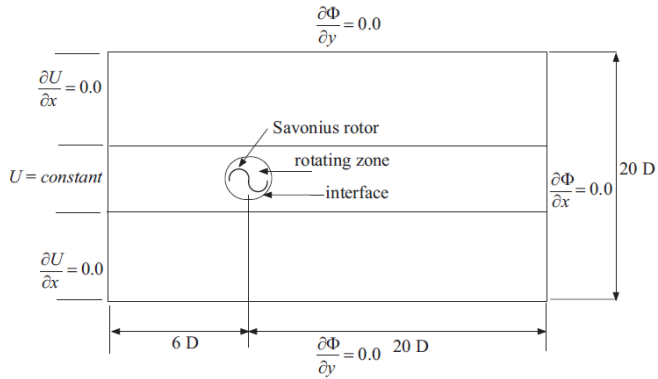
2.10.3 Nasef et al. (2013)

Penelitian ini menggunakan metode simulasi yang dilakukan pada turbin angin Savonius standar pada kondisi statis dan dinamis untuk mengetahui performa dari turbin Savonius standar. Penelitian ini menggunakan variasi *overlap ratio* sebesar 0, 0.15, 0.2, 0.3, 0.5; diameter rotor sebesar 100 mm, 200 mm, 320 mm, 500 mm, 600 mm; dan bilangan Reynolds senilai 120000, 141500, 160000, 180000, 200000, 274500, 300000, 400000, 500000. Penelitian ini juga dimaksudkan untuk mengetahui model turbulensi yang paling baik untuk digunakan pada simulasi. Bentuk geometri turbin yang digunakan terlihat pada gambar 2.25.

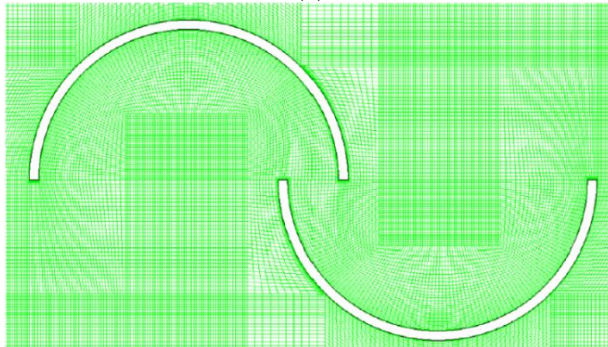


Gambar 2.25 Skema Diagram Rotor Savonius (Nasef et al, 2013)

Untuk mengetahui model turbulensi yang paling baik, penelitian dilakukan dengan simulasi menggunakan empat model turbulensi untuk menganalisa aliran turbulen, standard $k-\varepsilon$, RNG $k-\varepsilon$, realizable $k-\varepsilon$, dan SST $k-\omega$. Domain dan *meshing grid* yang digunakan ditunjukkan pada gambar 2.26. Hasil simulasi terlihat pada table 2.3, di mana terlihat bahwa *coefficient of correlation* (R^2) model turbulensi SST $k-\omega$ memiliki nilai paling tinggi. *Coefficient of correlation* (R^2) sendiri merupakan suatu parameter yang digunakan untuk menentukan model turbulensi mana yang memiliki hasil yang lebih akurat jika dibandingkan dengan hasil eksperimen.



(a)



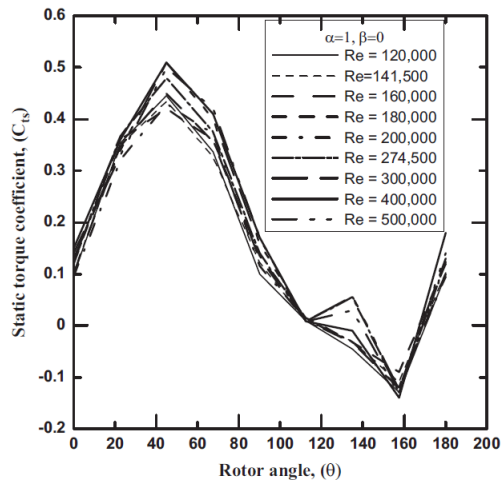
(b)

Gambar 2.26 Model Turbin Angin Savonius Standar (a) Domain Turbin, (b) *Meshing Grid* di sekitar Turbin (Nasef et al, 2013)

Tabel 2.3 *Coefficient of Correlation* untuk berbagai model turbulensi (Nasef et al, 2013)

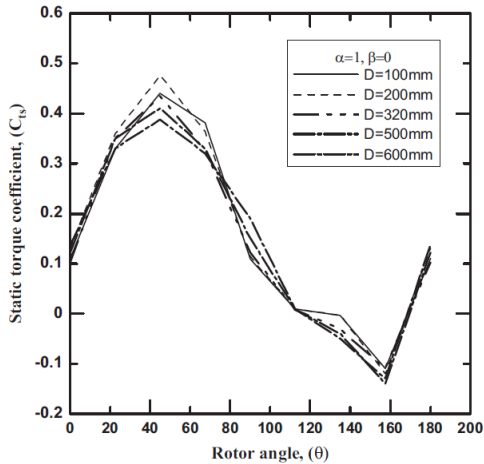
Turbulence model	R^2 Ref. to experiment of Fujisawa (1992)	R^2 Ref. to experiment of Hayashi et al. (2005)
RNG $k-\epsilon$	0.694	0.78
Standard $k-\epsilon$	0.755	0.88
Realizable $k-\epsilon$	0.7916	0.92
SST $k-\omega$	0.84	0.93

Untuk simulasi dilakukan pada kondisi statis bertujuan untuk melihat pengaruh dari bilangan Reynolds, diameter rotor, dan *overlap ratio*. Besar bilangan Reynolds yang digunakan yaitu 120000, 141500, 160000, 180000, 200000, 274500, 300000, 400000, 500000. Hasil simulasi terlihat pada gambar 2.27 yang menunjukkan grafik antara posisi sudut rotor (θ) terhadap koefisien torsi statis (C_{st}). Dari gambar tersebut terlihat bahwa C_{st} maksimum terdapat pada $\theta = 45^\circ$ dikarenakan udara yang mengenai sisi cekung sudu *advance* menghasilkan torsi yang tinggi dan sudu *return* menghasilkan torsi rendah. Namun, perubahan variasi bilangan Reynolds tidak terlalu mempengaruhi nilai koefisien torsi statis.



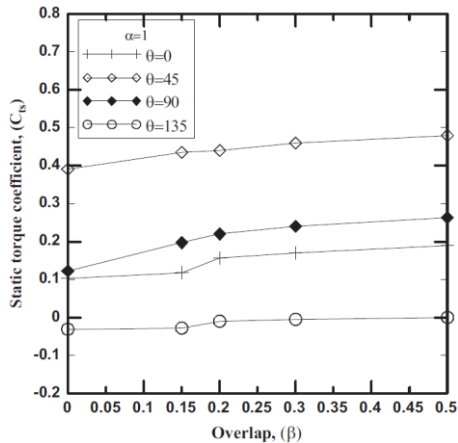
Gambar 2.27 Pengaruh Bilangan Reynolds Terhadap Koefisien Torsi Statis Pada Posisi Rotor yang Berbeda (Nasef et al, 2013)

Pengaruh dari diameter rotor terhadap C_{st} ditunjukkan pada gambar 2.28, dimana variasi diameter rotor yang digunakan sebesar 100 mm, 200 mm, 320 mm, 500 mm, 600 mm. Pengaruh diameter rotor pada C_{st} memiliki hasil yang menyerupai pengaruh bilangan Reynolds, dimana perubahan variasi diameter rotor tidak terlalu mempengaruhi nilai C_{st} .



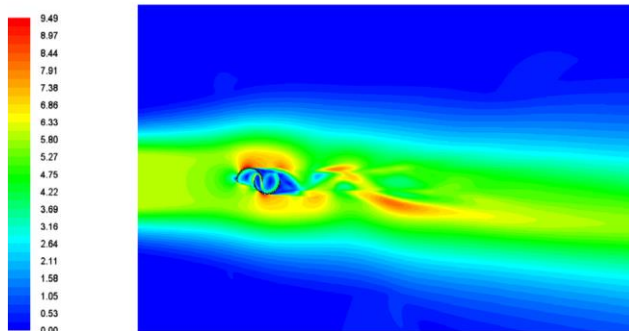
Gambar 2.28 Pengaruh Diameter Rotor Terhadap Koefisien Torsi Statis Pada Posisi Rotor yang Berbeda (Nasef et al, 2013)

Untuk pengaruh dari *overlap ratio* terhadap C_{st} terlihat pada gambar 2.29. Variasi *overlap ratio* yang digunakan sebesar 0, 0.15, 0.2, 0.3, 0.5. Dari hasil tersebut didapatkan bahwa C_{st} meningkat seiring dengan meningkatnya *overlap ratio*, dikarenakan aliran yang melewati celah *overlap* kemudian menabrak sisi cekung sudu *return*, sehingga tekanan di sisi cekung sudu *return* meningkat dan mengakibatkan torsi meningkat juga.

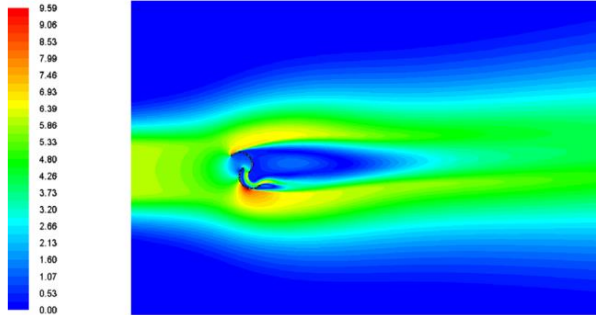


Gambar 2.29 Pengaruh *Overlap Ratio* Terhadap Koefisien Torsi Statis Pada Posisi Rotor yang Berbeda (Nasef et al, 2013)

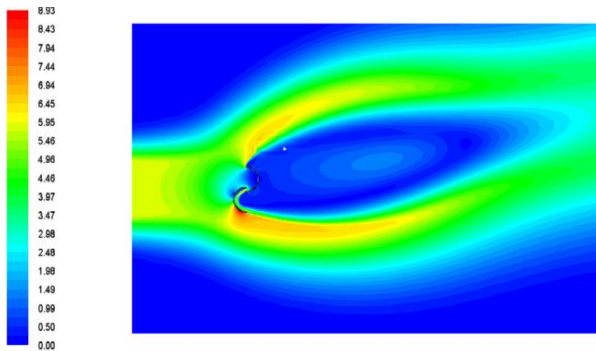
Kontur kecepatan untuk tiga posisi rotor terlihat pada gambar 2.30. Dari gambar 2.30 dapat disimpulkan bahwa daerah *wake* yang terbentuk di belakang turbin dan ukuran dari besarnya daerah *wake* yang terbentuk meningkat seiring dengan bertambahnya posisi sudut rotor karena daerah yang menghalangi aliran udara semakin besar



(a)



(b)

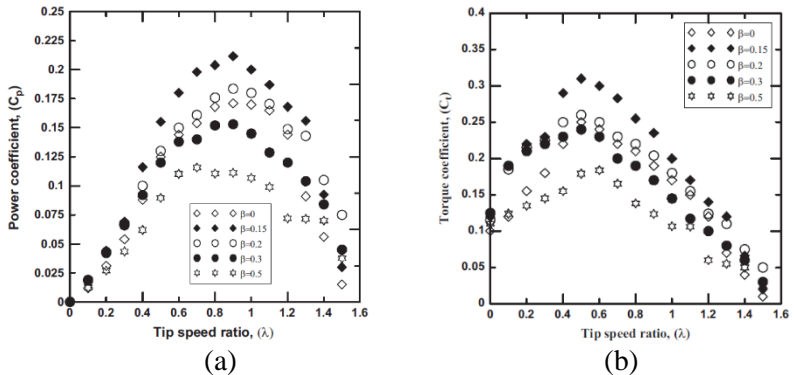


(c)

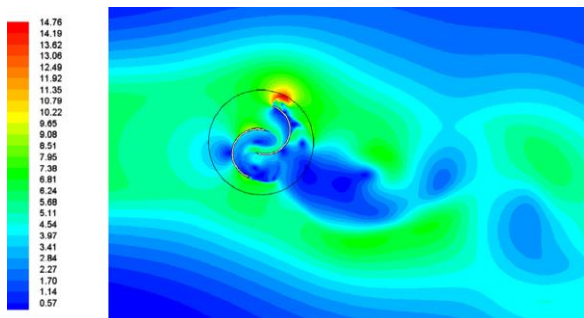
Gambar 2.30 Kontur Kecepatan Aliran Udara Di Sekitar Turbin Savonius Dengan *Overlap Ratio* sebesar 0.15 pada posisi (a) 0° , (b) 45° , (c) 90° (Nasef et al, 2013)

Kemudian simulasi yang dilakukan pada kondisi dinamis menunjukkan rasio *overlap* yang menghasilkan performa yang paling baik. Seperti terlihat pada gambar 2.31, performa paling baik ditunjukkan pada *overlap ratio* sebesar 0.15 dengan *power coefficient* yang dihasilkan sebesar 0.21 pada *tip speed ratio* 0.9. Koefisien torsi pun juga meningkat hingga *overlap ratio* sebesar

0.15, dan turun ketika *overlap ratio* diatas 0.15. Gambar 2.32 menunjukkan kontur kecepatan aliran di sekitar turbin Savonius dengan *overlap* sebesar 0.15 pada TSR 0.69. Pada gambar tersebut terlihat bahwa terbentuk daerah *recirculation* yang cukup besar di bagian *overlap* yang menyebabkan terjadinya *losses* momen diantara dua sudu, dan terjadi *wake* dibelakang turbin yang berosilasi.



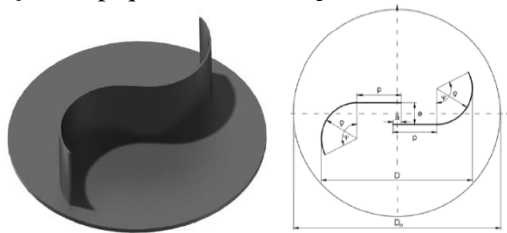
Gambar 2.31 Pengaruh *Overlap Ratio* pada TSR yang Berbeda (a) Terhadap Power Coefficient, (b) Terhadap Koefisien Torsi (Nasef et al, 2013)



Gambar 2.32 Kontur Kecepatan Aliran Di Sekitar Turbin Savonius Dengan *Overlap* 0.5 Pada TSR 0.69 (Nasef et al, 2013)

2.10.4 Kacprzak et al. (2014)

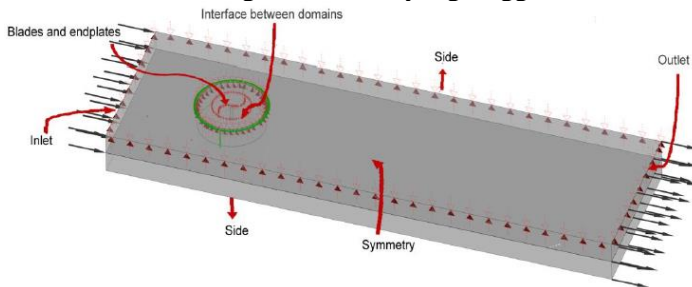
Penelitian ini dilakukan dengan metode studi numerik menggunakan ANSYS CFX dengan simulasi dua dimensi dan tiga dimensi. Peneliti melakukan analisa terhadap turbin angin Savonius tipe Bach, seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.33. Dimensi yang digunakan memiliki *aspect ratio* turbin yang rendah seperti penelitian yang telah dilakukan oleh Kamoji et al (2009). Simulasi dua dimensi dengan *mesh* yang baik dilakukan pada rotor dengan $H = 0.154$ m; diameter $D = 0.2$ m; tanpa *overlap*; *aspect ratio* $H/D = 0.77$; *blade arc angle* $\psi = 135^\circ$; *blade shape factor* $p/q = 0.2$; dan *end plate* $Do/D = 1.33$.



Gambar 2.33 Model Turbin Savonius Tipe Bach (Kacprzak et al, 2014)

Tujuan dari penelitian ini yaitu untuk melihat bentuk aliran pada turbin angin Savonius tipe Bach dan membandingkan *coefficient of power* yang didapat dari hasil eksperimen yang telah dilakukan oleh Kamoji et al (2009) dan hasil dari simulasi dengan menggunakan metode dua dimensi dan tiga dimensi. Simulasi dilakukan pada dua domain, seperti yang terlihat pada gambar 2.34 yaitu dalam kondisi rotasi yang meliputi sudu turbin dan *end plates*, dan dalam kondisi statis, disimulasikan dengan dimensi sesuai dengan data eksperimen. Jari-jari untuk domain rotasi dua kali lebih besar dibandingkan jari-jari rotor. Ukuran domain yang dipilih dipastikan bahwa struktur vortex-nya mendekati sekitar rotor dan diselesaikan dalam *rotating frame*, dan juga mengurangi eror karena adanya beberapa transisi oleh fluida melalui permukaan domain.

Mesh untuk geometri yang telah ditentukan dibuat menggunakan *software* ANSYS Workbench. Simulasi dilakukan pada *mesh* yang memiliki kualitas yang baik, tidak terstruktur, dan berbentuk hexahedral. *Grid* meliputi lapisan hexahedral, tegak lurus terhadap sumbu-X rotor, dan analisis dilakukan dengan menggunakan kerapatan *mesh* yang bervariasi. Pertama digunakan *mesh* yang kasar ($\sim 6 \cdot 10^6$ nodes), dimana fungsi dinding digunakan untuk menyambungkan daerah yang terpengaruh oleh viskositas antara dinding dan daerah *fully-turbulent*. Untuk *mesh* yang lebih rapat ($\sim 15 \cdot 10^6$ nodes), y^+ untuk sudu bernilai di bawah 2, sehingga membuatnya mampu untuk menyelesaikan *boundary layer* sepenuhnya, yang bergantung pada struktur aliran dengan relevansi yang tinggi.

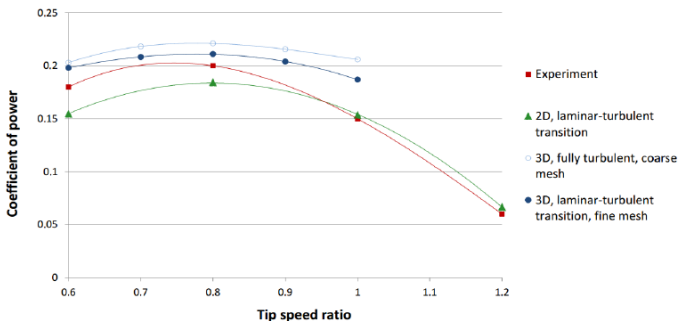


Gambar 2.34 Proyeksi Orthogonal pada Domain Simulasi (Kacprzak et al, 2014)

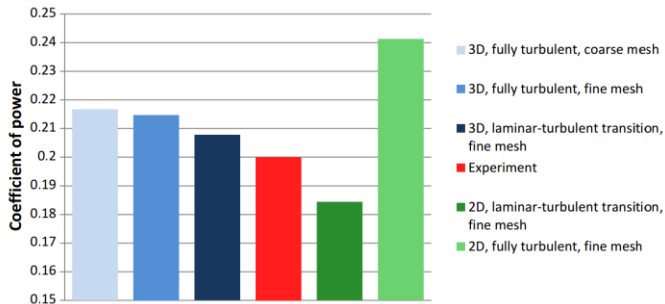
Pada kecepatan udara yang rendah, perubahan densitas udara relatif kecil, sehingga pada kasus ini udara dianggap *incompressible*. Simulasi yang digunakan yaitu *Shear Stress Transport* (SST) untuk model turbulensi. Pemilihan simulasi menggunakan model dua persamaan berdasarkan pada fakta bahwa model didesain supaya dapat menunjukkan prediksi untuk daerah separasi aliran yang akurat di bawah tekanan balik, pada kondisi *mesh* yang rapat. Menggunakan model turbulensi juga memungkinkan untuk menggunakan model transisi laminar-turbulen (LT). Model γ - θ digunakan pada simulasi ini di mana studi numerik yang telah dilakukan oleh Kacprzak et al (2013)

telah membuktikan bahwa model ini menghasilkan data yang mendekati data eksperimen. Kecepatan *inlet* diatur sebesar 9 m/s dengan bilangan Reynolds sebesar 120000 dan *turbulent intensity* senilai 1%.

Hasil C_p untuk tiap simulasi ditunjukkan pada gambar 2.35, di mana terdapat perbedaan antara hasil eksperimen dengan simulasi. Penggunaan model transisi laminar-turbulen (LT) pada kasus 3D dengan *mesh* rapat dapat meningkatkan C_p . Hal ini diakibatkan oleh separasi yang lebih baik. Sebagai contoh, proses separasi *boundary layer* yang tertunda mengurangi *pressure drag* pada sudu balik (*returning*), yang menghasilkan gaya angkat yang lebih besar dan meningkatkan torsi rotor. Dari gambar tersebut juga terlihat bahwa simulasi dengan 2 dimensi menunjukkan penyimpangan yang lebih besar dari data eksperimen jika dibandingkan dengan hasil 3 dimensi. Dan juga, pada gambar 2.36 terlihat bahwa hasil yang ditunjukkan 2D, baik dengan *laminar-turbulent transition* atau *fully turbulent*, perbedaan dengan hasil eksperimen sangat jauh, mencapai lebih dari 20%. Sedangkan hasil yang ditunjukkan 3D hanya berbeda sekitar 4 – 8.5% dari hasil eksperimen. Maka dari itu dapat disimpulkan bahwa simulasi 3D sederhana memberikan hasil yang lebih baik jika dibandingkan dengan simulasi 2D yang kompleks

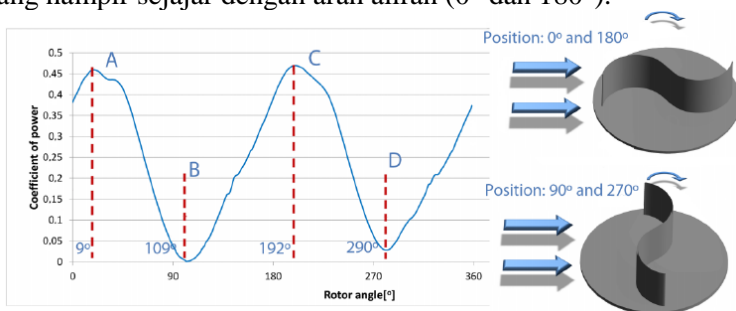


Gambar 2.35 Perbandingan Nilai C_p yang Didapat dari Hasil Simulasi dan Eksperimen (Kacprzak et al, 2014)



Gambar 2.36 Perbandingan Nilai C_p yang Didapat dari Hasil Simulasi dan Eksperimen pada $TSR=0.8$ (Kacprzak et al, 2015)

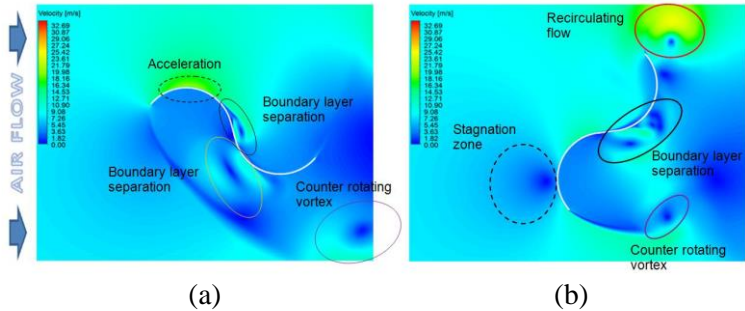
Posisi rotor juga mempengaruhi nilai C_p yang didapat. Seperti pada gambar 2.37, bahwa C_p akan turun hingga mendekati nilai nol pada posisi rotor tegak lurus terhadap arah aliran (90° dan 270°) dan akan meningkat pesat pada posisi rotor yang hampir sejajar dengan arah aliran (0° dan 180°).



Gambar 2.37 Coefficient of Power (C_p) untuk Turbin Angin Savonius Tipe Bach pada $TSR=0.8$ (Kacprzak et al, 2014)

Dan jika memperhatikan kontur kecepatan hasil simulasi seperti yang terlihat pada gambar 2.38, didapatkan bahwa pada posisi angular A, ketika torsi maksimum tercapai, percepatan fluida di sisi cembung pada sudu *advancing* menghasilkan gaya *lift* yang dapat menggerakkan turbin. Dan pada posisi angular B,

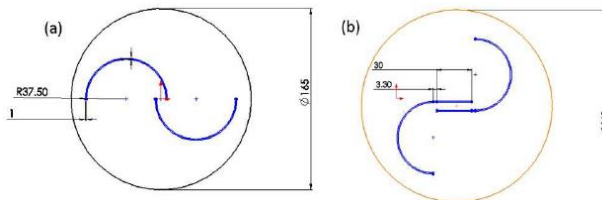
stagnasi pada sudut *returning* menyeimbangkan torsi positif yang disebabkan oleh gerakan angin pada sisi cekung sudut *advancing*.



Gambar 2.38 Distribusi Kecepatan Angin Pada saat Statis untuk karakteristik (a) Titik A, (b) Titik B

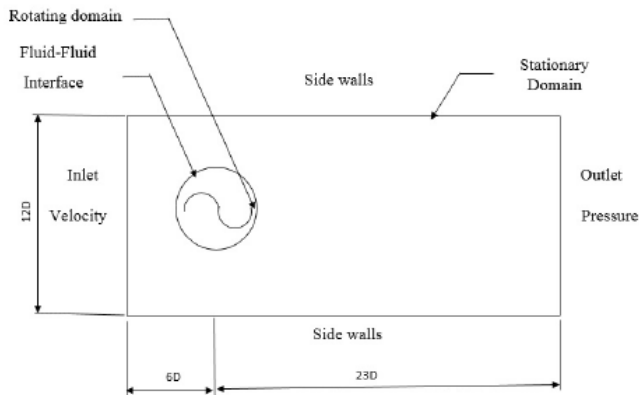
2.10.5 Kumar et al. (2016)

Penelitian ini mempelajari tentang performa dan bentuk aliran pada turbin angin Savonius Tipe Bach. Simulasi dilakukan dengan menggunakan analisa *unsteady state* dua dimensi. ANSYS FLUENT 13 digunakan dengan persamaan *unsteady Reynolds Averaged Navier-Stokes* (RANS) dan model turbulen SST- $k\omega$. Parameter desain yang digunakan pada penelitian ini yaitu *overlap ratio*, *gap ratio*, dan *aspect ratio*. *Overlap ratio* yang dipilih sebesar 0.15 karena merupakan dimensi yang optimum. Model 2D untuk rotor semi-sirkular dan tipe Bach dibuat seperti pada gambar 2.39 dengan menggunakan GAMBIT 2.4.



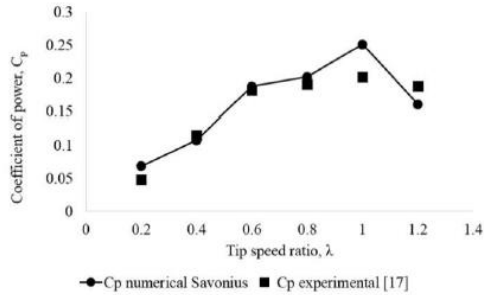
Gambar 2.39 Ilustrasi Model Dua Dimensi untuk: (a) Rotor Semi-sirkular ; (b) Rotor Tipe Bach (Kumar et al, 2016)

Seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.40, domain yang digunakan terdiri dari dua zona, yaitu zona rotasi dan zona statis yang menggambarkan aliran pada rotor. Kecepatan *inlet* yang diberikan konstan pada 6 m/s. Kondisi pada *outlet boundary* merupakan tekanan.



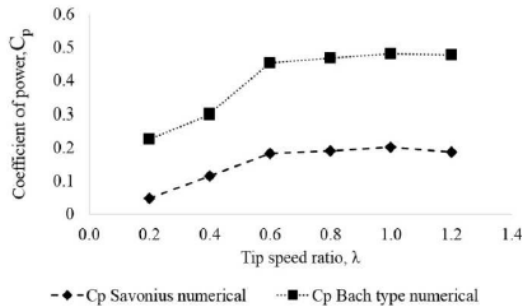
Gambar 2.40 Domain Komputasi yang Terdiri dari Zona Rotasi dan Zona Statis (Kumar et al, 2016)

Hasil *coefficient of power* (C_p) dan *Coefficient of Torque* (C_t) yang didapat dari simulasi dibandingkan dengan data eksperimen yang dilakukan oleh Nasef et al (2013). Seperti yang terlihat pada gambar 2.41, nilai C_p yang didapat untuk tiap *tip speed ratio* (TSR) pada simulasi mendekati dengan nilai yang didapat dari data eksperimen. TSR turbin meningkat dari 0 hingga 1, nilai C_p pun meningkat hingga mencapai nilai maksimum pada TSR 1.



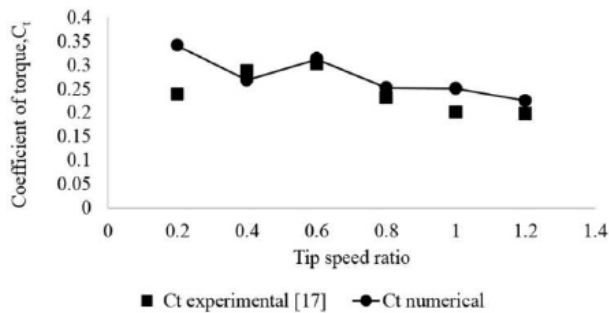
Gambar 2.41 Perbandingan C_p dengan TSR Antara Hasil Simulasi dengan Eksperimen (Kumar et al, 2016)

Pada gambar 2.42, tipe Bach menunjukkan peningkatan C_p yang baik pada tiap TSR, dan maksimum C_p diperoleh nilai 0.48 pada TSR 1.



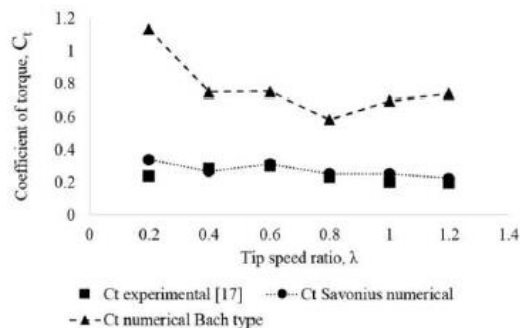
Gambar 2.42 Perbandingan C_p dengan TSR Antara Rotor Savonius dengan Tipe Bach (Kumar et al, 2016)

Variasi nilai C_t terhadap TSR ditunjukkan pada gambar 2.43. kecuali pada TSR sebesar 0.2, semua nilai yang didapat mendekati hasil dari data eksperimen Nasef et al (2013).



Gambar 2.43 Perbandingan C_t dengan TSR antara Data Eksperimen dengan Simulasi (Kumar et al, 2016)

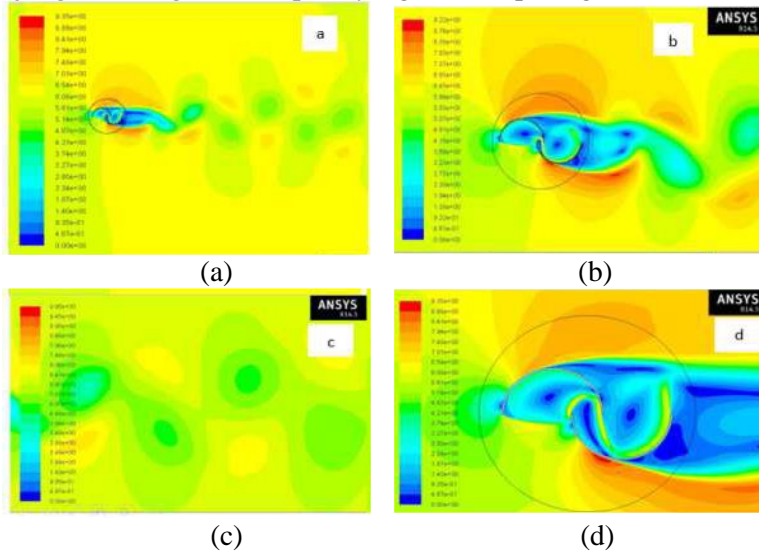
Hasil C_t pada simulasi rotor tipe Bach, seperti pada gambar 2.44, dibandingkan dengan nilai C_t pada simulasi rotor Savonius konvensional dengan data eksperimen. Terdapat peningkatan nilai C_t hingga TSR sebesar 0.6. Selanjutnya nilai C_t akan menurun.



Gambar 2.44 Perbandingan C_t dengan TSR antara Data Eksperimen, Simulasi dengan Model Savonius, dan Simulasi dengan Model Tipe Bach (Kumar et al, 2016)

Kontur kecepatan untuk rotor Savonius sederhana ditunjukkan pada gambar 2.45. Seiring dengan berputarnya rotor, banyak daerah *recirculation* yang terbentuk di pusat kedua sudu

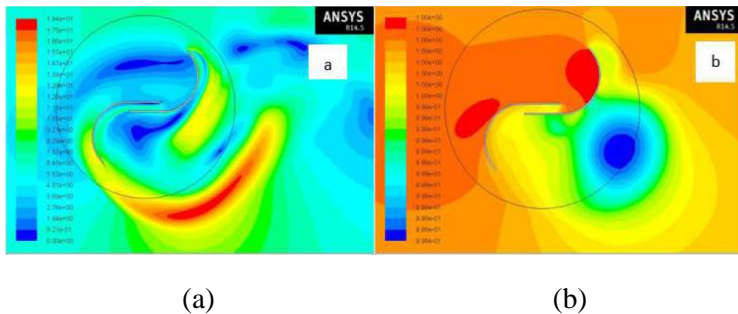
dan daerah dengan tekanan tinggi yang terbentuk di luar rotor seperti yang terlihat pada gambar 2.45 (a), (b), dan (c). Dengan meningkatnya nilai TSR yang digunakan, mulai dari 0.8 hingga 1, vortex yang bertekanan tinggi dan kecepatan rendah terbentuk di ujung belakang rotor, seperti yang terlihat pada gambar 2.45 (d).



Gambar 2.45 Kontur Kecepatan Turbin Angin Savonius Sederhana (a) Kontur Pada TSR 0.2, (b) Perbesaran Kontur Kecepatan Pada Sudu Turbin, (c) Perbesaran Vortex yang Terbentuk dan Bergeser Menjauhi Turbin, (d) Perbesaran Vortex yang Terbentuk Di Bagian Ujung Turbin (**Kumar et al, 2016**)

Gambar 2.46 menunjukkan kontur kecepatan dan kontur tekanan yang terjadi pada turbin Savonius dengan profil Bach. Salah satu keuntungan dari turbin Savonius dengan profil Bach yaitu bentuk rotornya yang merupakan gabungan dari bentuk sudu semi-sirkular dan sudu datar (plat). Pada kasus ini, adanya bagian *overlap* antara sudu *advancing* dan *returning* mengakibatkan aliran dapat bergerak dari sudu *advancing* ke sudu *returning*. Mengenai vortex yang terbentuk di ujung bagian atas

dari sisi cembung sudu *advancing*, seperti yang terlihat pada gambar 2.46 (a), dan juga daerah *recirculation* yang terbentuk di pusat kedua sudu, kedua hal tersebut jauh lebih berkurang jika dibandingkan dengan turbin Savonius standar. Bentuk dari tipe Bach mengakibatkan aliran udara bergerak dalam arah yang tegak lurus terhadap sudu, seperti yang telah disebutkan oleh Zhou et al (2013). Hal ini yang mengakibatkan torsi yang dihasilkan dari turbin Savonius tipe Bach bernilai tinggi. Jika dibandingkan dengan turbin Savonius standar, turbin Savonius tipe Bach menghasilkan 37% *coefficient of power* yang lebih tinggi.



Gambar 2.46 Kontur Aliran Udara yang Melewati Turbin Savonius Dengan Bentuk Profil Bach (a) Kontur Kecepatan, (b) Kontur Tekanan (Kumar et al, 2016)

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Variasi dan Domain Simulasi

3.1.1 Variasi

Penelitian ini dilakukan dengan metode numerik menggunakan *software* ANSYS FLUENT. Penelitian dengan metode numerik ini memiliki tiga tahapan, yaitu dimulai dengan *pre-processing*, *processing*, dan *post processing*. Penelitian ini dilakukan di laboratorium CAE Departemen Teknik Mesin ITS.

Model yang dibuat pada penelitian ini berupa geometri dua dimensi dari turbin angin Savonius sudu Bach dengan modifikasi pada *overlap ratio* dan penambahan plat. Parameter dan jua variasi untuk penelitian ini ditunjukkan pada tabel 3.1.

Tabel 3.1 Variasi Penelitian

Parameter	Nilai
Jenis Turbin	Turbin Angin Savonius Sudu Bach dengan <i>overlap ratio</i> sebesar 0, Turbin Angin Savonius Sudu Bach dengan <i>Overlap Ratio</i> sebesar 0.15, Turbin Angin Savonius Sudu Bach dengan $p/q = 0.2$, Turbin Angin Savonius Sudu Bach dengan $e/D = 0.15$ dan $p/q = 0.4$
Kecepatan angin (m/s)	4 m/s
Metode	2 Dimensi
Solver type	Pressure based
Model Viscous	SST k- ω
Pressure-velocity coupling scheme	Coupled
Gradient	Least square cell based
Pressure	Second order upwind
Momentum	Second order upwind
Turbulent kinetic energy	Second order upwind
Laminar kinetic energy	Second order upwind
Specific dissipation rate	Second order upwind
Kriteria konvergensi	10^{-5}

3.1.2 Domain Simulasi

Penelitian ini dilakukan dengan kondisi turbin Savonius yang berputar, sehingga ada dua *domain* yaitu *static domain* dan *rotate domain*. *Static domain* merupakan *domain* yang dilewati fluida dan *domain* ini tidak bergerak. *Static domain* ditunjukkan dengan persegi panjang. Sedangkan untuk *rotating domain* merupakan *domain* yang dilewati fluida dan *domain* ini bergerak. *Rotating domain* berbentuk lingkaran yang mengelilingi geometri turbin Savonius yang diteliti.

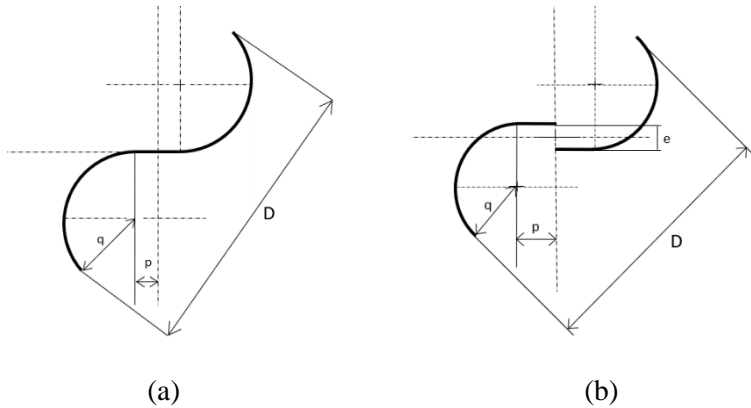
3.2 Tahap Pre-Processing

3.2.1 Pembuatan Geometri dan Meshing

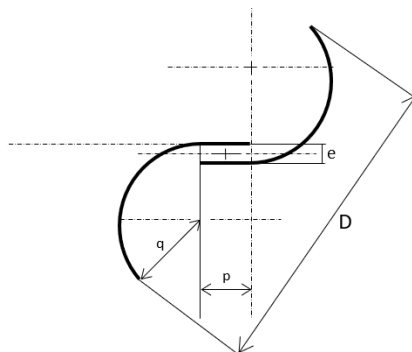
Pada tahap *pre-processing*, dibuat model dari turbin angin Savonius tipe Bach yang akan dipakai dalam analisa numerik. Pembuatan geometri meliputi pembuatan *domain* di sekitar model yang dipakai. Gambar model turbin angin Savonius yang dipakai pada penelitian ini ditunjukkan pada gambar 3.1 dan 3.2. Diameter turbin Savonius tipe Bach (D) sebesar 30.1 cm menjadi acuan pada pembuatan geometri. Rincian dari ukuran geometri turbin ditunjukkan pada tabel 3.2.

Tabel 3.2 Ukuran Geometri Turbin

Tipe Turbin	Jari-jari Sudu q (cm)	Overlap Ratio (e/D)	Blade Shape Factor (p/q)	Plat Tiap Sudu p (cm)	Diameter Rotor D (cm)
Turbin Angin Savonius Tipe Bach $\alpha = 135^\circ$	7.62	0	0.2	1.52	30.1
	7.62	0.15	0.2	1.52	26.35
	7.62	0.15	0.4	3.04	26.35

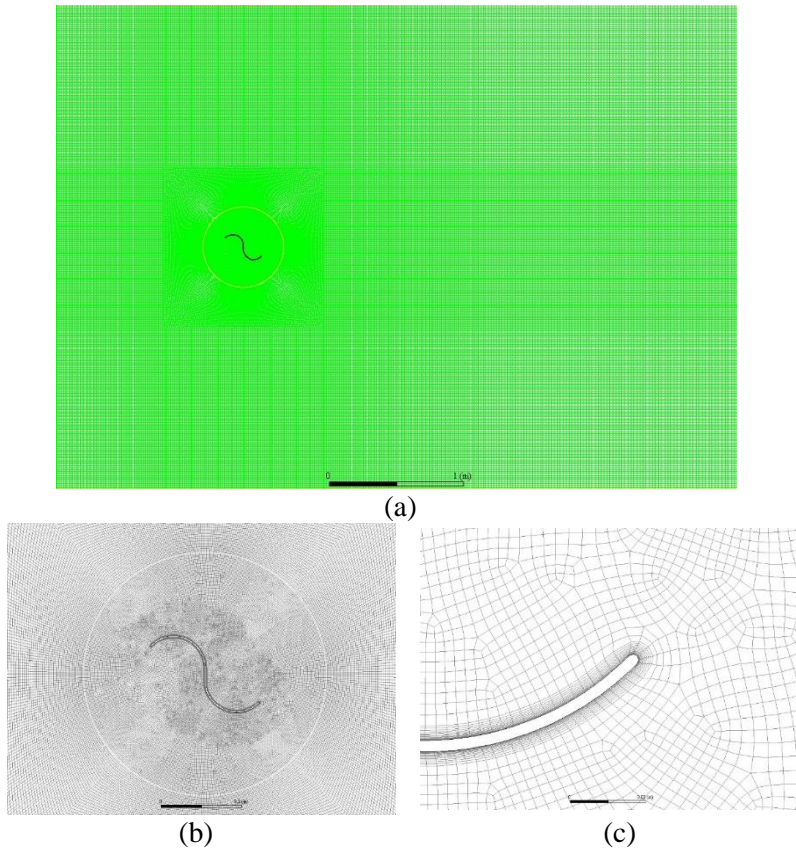


Gambar 3.1 Geometri Turbin Angin Savonius Sudu Bach (a) *Overlap Ratio* = 0 (b) *Overlap Ratio* = 0.15



Gambar 3.2 Geometri Turbin Angin Savonius Tipe Bach dengan Variasi *Overlap* dan Penambahan Panjang Plat

Pembuatan *meshing* merupakan pembagian geometri yang telah dibuat menjadi elemen-elemen kecil sehingga parameter yang ditentukan dapat diaplikasikan ke setiap elemen kecil ini. Pembuatan mesh dibuat dengan mengatur *interval count* di setiap *edge* dan mengatur *interval size* senilai 1 untuk setiap *mesh face*. Hasil *meshing* bisa dilihat pada gambar 3.3.

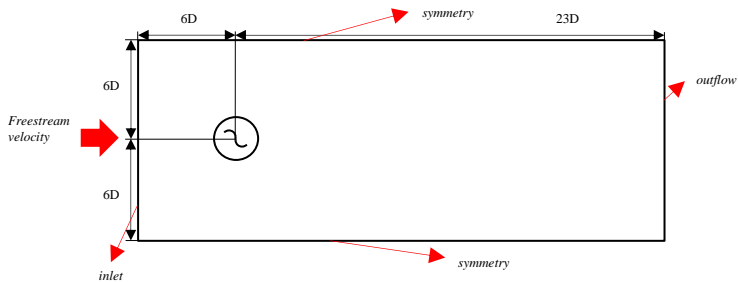


Gambar 3.3 Perbesaran Gambar Meshing Turbin Angin Savonius Sudu Bach Menggunakan *Software* GAMBIT 2.4.6 (a) meshing, (b) sekitar rotor, (c) dekat sudu

3.2.2 *Boundary Condition*

Boundary condition merupakan penentuan parameter pada batasan-batasan yang terjadi pada aliran yang melewati benda uji. Batasan-batasan yang ditetapkan untuk penelitian ini adalah *inlet*, *outlet*, *symmetri*, *wall*, dan *interface*. *Boundary condition* yang dipilih untuk sudu turbin adalah *wall*, untuk *inlet*

dipilih *velocity inlet*, untuk *outlet* dipilih *outflow*, untuk simetri dipilih *symmetry*, dan untuk *interface* sisi rotasi dan sisi statis dipilih *boundary condition* yaitu *interface*. Kecepatan pada *inlet* ditetapkan pada 4 m/s. Nilai *turbulent intensity* dan *turbulent length scale* yang digunakan sesuai dengan Akwa et al (2012) yaitu 1% dan 0.03. *Boundary condition* untuk penelitian ini ditunjukkan pada gambar 3.4.



Gambar 3.4 *Boundary Condition* Penelitian

3.2.3 Parameter

3.2.3.1 Models

Pada langkah ini dilakukan permodelan dengan model SST $k-\omega$. Model ini dipilih karena cukup sering digunakan untuk melihat perbedaan dari hasil penelitian dengan simulasi dan eksperimen dengan hasil yang cukup akurat dan menurut Nasef et al (2013) juga mengatakan bahwa model SST $k-\omega$ memberikan hasil simulasi yang mendekati hasil eksperimen.

3.2.3.2 Materials

Permodelan pada penelitian ini menggunakan udara sebagai fluida kerja dengan densitas sebesar 1.225 kg/m^3 dan viskositas $1.7894 \times 10^{-5} \text{ kg/m.s}$.

3.3 Tahap Processing

Untuk parameter-parameter yang digunakan pada tahap *processing* ditunjukkan pada tabel 3.3. Pada tahap *processing*, parameter-parameter yang telah ditetapkan pada tahap *pre*

processing akan dihitung dengan jumlah iterasi yang ditentukan hingga perhitungan mencapai kriteria konvergensi senilai 10^{-5} . Jika kriteria konvergensi sudah tercapai, maka langkah selanjutnya yaitu lanjut ke tahap *post processing*. Namun, apabila kriteria konvergensi belum tercapai maka kembali lagi ke tahapan pembuatan *meshing*.

Tabel 3.3 Parameter yang Digunakan Pada Tahap *Processing* Saat Simulasi

Parameter	e/D = 0				e/D = 0.15			
Cell Zone Condition (domain rotasi)	Mesh Motion							
Turbulent Intensity	1%							
Turbulent Length Scale	0.03 m							
Posisi Rotor	5°							
Tip Speed Ratio (s)	0.7	0.8	0.9	1.3	0.7	0.8	0.9	1.3
Kecepatan Anguler (rad/s)	18.6	21.26	23.92	34.55	21.25	24.28	27.32	39.46
Time Step Size	0.0046	0.0041	0.0036	0.0025	0.0041	0.0035	0.0031	0.0022
Number of Time Step	72							
Max Iteration per Time Step	70							

Untuk proses *unsteady*, kondisi turbin dijadikan berputar dengan menggunakan metode *moving mesh*, di mana *mesh* di bagian *rotating domain* akan berputar mengikuti putaran sudu. Sehingga, *rotating domain* pada geometri diatur untuk berputar secara *mesh motion*, dengan kecepatan putar yang disesuaikan dengan *tip speed ratio* yang digunakan yaitu 0.4, 0.6, 0.7, 0.8, 0.9, 1, dan 1.3. Dan kalkulasi pada proses *unsteady* perlu mengatur nilai *time step size*, *number of time steps*, serta *max iterations/time steps* yang disesuaikan dengan posisi sudut rotor yang ingin diamati. Sebelum diambil data untuk *post processing*, turbin diputar sebanyak 6 kali putaran supaya turbin sudah dalam kondisi stabil. Jika sudah 6 kali putaran, kemudian diambil data turbin pada satu putaran penuh untuk tahap *post processing*.

3.4 Tahap *Post Processing*

Setelah diperoleh data dari tahap *processing*, tahap selanjutnya yaitu tahap *post processing*. Pada tahap ini dilakukan analisa terhadap hasil dari tahap *processing*. Data yang didapatkan yaitu berupa kontur kecepatan dan tekanan, *coefficient of torque*, dan *coefficient of power* pada sudu *advancing* dan *returning* sebagai fungsi θ (posisi rotor).

3.4.1 Perhitungan Bilangan Reynolds

Bilangan Reynolds dihitung dengan menggunakan rumus:

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

Di mana:

ρ = densitas udara = 1.225 kg/m³

V = kecepatan angin (m/s)

d = diameter sudu (m)

μ = viskositas udara = 1.7894×10^{-5} kg/m.s

Bilangan Reynolds yang digunakan dalam simulasi untuk turbin Savonius tipe Bach dengan kecepatan aliran 4 m/s yaitu sebesar 82424.

3.5 Grid Independency Test

Grid Independency Test dilakukan dengan cara membuat beberapa *meshing* dengan jumlah *cell* yang berbeda, mulai dari *cell* yang renggang hingga rapat kemudian diambil salah satu konfigurasi dari beberapa *meshing* tersebut sebagai konfigurasi acuan. Pada penelitian ini nilai yang diambil yaitu nilai torsi yang didapatkan dari hasil simulasi dan kemudian dihitung nilai *error* relatifnya. *Error* relatif merupakan nilai *error* yang baru didapat terhadap nilai *error* yang didapat sebelumnya. Hasil dari *grid independency test* pada turbin Savonius sudu Bach tanpa *overlap* ditunjukkan pada tabel 3.3.

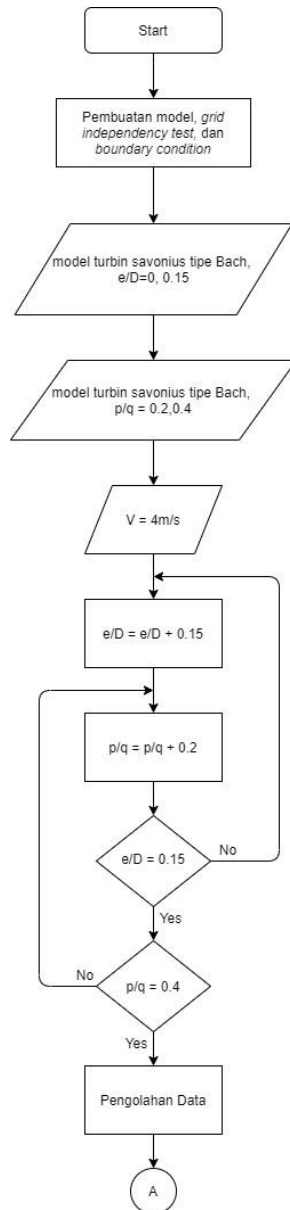
Tabel 3.4 Grid Independency Test Turbin Savonius Tipe Bach

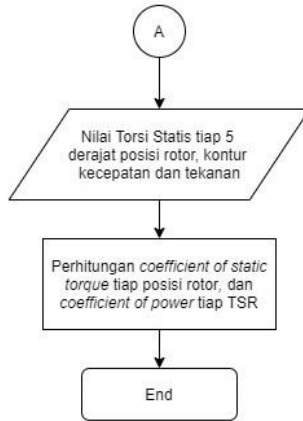
Grid	y+	Momen (N.m)	Error (%)
72161	2.58	2.33	
195231	2.84	2.37	1.69
355583	2.9	2.39	0.84
464785	3.04	2.38	0.42

Berdasarkan tabel 3.3 dapat disimpulkan bahwa untuk turbin Savonius tipe Bach menggunakan jumlah *cell* 195231 dikarenakan nilai *error* relatifnya dibawah 5%.

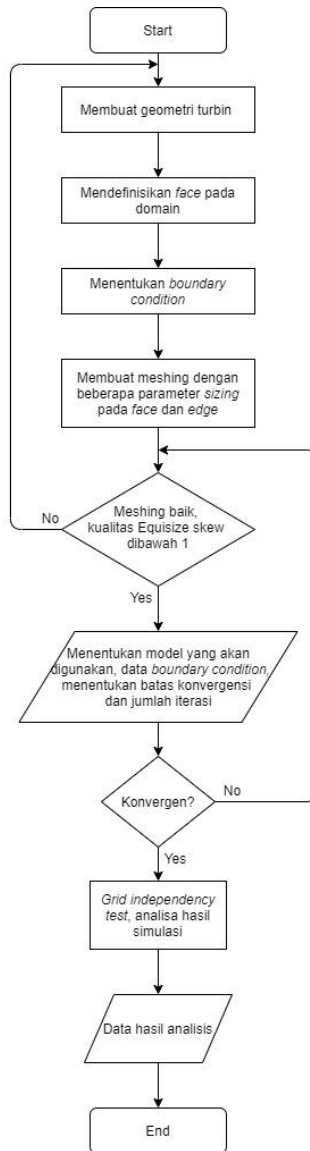
3.6 Diagram Alir

Pada penelitian ini terdapat diagram alir penelitian dan diagram alir analisa numerik sebagai berikut:





Gambar 3.5 *Flowchart* Penelitian



Gambar 3.6 *Flowchart* Simulasi

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB IV ANALISIS DAN DISKUSI

Bab ini berisi hasil analisa dan diskusi dari analisa numerik untuk beberapa variasi yang sudah dijabarkan pada tabel 3.2. Hasil yang akan ditunjukkan pada bab ini merupakan hasil kuantitatif dan hasil kualitatif.

Hasil kualitatif yang akan ditampilkan yaitu visualisasi aliran yaitu kontur *dimensionless velocity* dan kontur koefisien tekanan. Dan untuk hasil kuantitatif yang akan ditampilkan yaitu distribusi koefisien tekanan di sepanjang permukaan turbin, grafik *coefficient of torque* terhadap sudut putar, dan grafik *coefficient of power* terhadap *tip speed ratio*.

4.1 Hasil Simulasi Numerik Rotor Savonius Tipe Sudu Bach Dengan *Overlap* dan Penambahan Plat Pada Kecepatan 4 m/s

Pada sub bab ini akan dijelaskan bagaimana perbedaan kontur *dimensionless velocity*, kontur koefisien tekanan, dan distribusi koefisien tekanan di sepanjang permukaan, *coefficient of power*, dan *coefficient of torque* pada turbin Savonius tipe sudu Bach $e/D = 0$, $e/D = 0.15$ tanpa penambahan plat dan dengan penambahan plat pada kecepatan 4 m/s.

4.1.1 Kontur *Dimensionless Velocity* (V/V_∞)

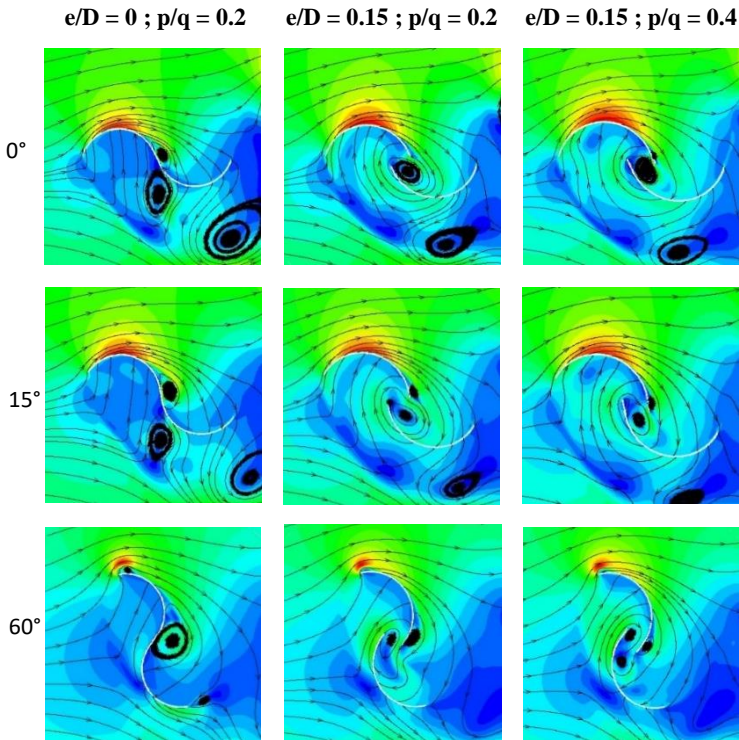
Dimensionless velocity merupakan perbandingan antara nilai kecepatan di suatu titik dan nilai kecepatan referensi atau *inlet*. Ditampilkannya kontur *dimensionless velocity* ini bertujuan untuk melihat perbedaan yang signifikan antara semua variasi turbin pada sudut putar yang diuji. Pada sub bab ini akan dibahas bagaimana pengaruh dari bentuk masing-masing jenis turbin, dan juga posisi sudut putar terhadap terbentuknya area yang memiliki nilai *dimensionless velocity* sebesar nol atau mendekati nol yang bisa disebut dengan area *wake*.

Pada gambar 4.1 dan 4.2 terlihat kontur *dimensionless velocity* turbin Savonius tipe sudu Bach dengan *overlap ratio* sebesar 0, 0.15, dan variasi adanya penambahan plat dengan *blade shape factor* sebesar 0.4 pada posisi sudut putar 0° , 15° , 60° , 90° , 110° , dan 150° . Pada turbin Savonius tipe sudu Bach $e/D = 0$ dengan posisi sudut $\theta = 0^\circ$, aliran yang melewati turbin memunculkan pusaran aliran atau *vortex* di sisi depan dan belakang plat yang merupakan akibat dari *boundary layer separation* oleh sisi cembung sudu *advancing*. *Boundary layer separation* ini terbentuk di dekat sumbu turbin. Karena adanya *vortex* tersebut, aliran udara yang mengarah ke sisi cekung dan cembung sudu *returning* terhambat. Sebaliknya, udara lebih banyak mengalir ke sisi cekung sudu *advancing* dan mengarahkan turbin untuk berputar. Di bagian sisi cembung sudu *advancing* terjadi akselerasi atau peningkatan kecepatan aliran yang berkaitan dengan “efek Coanda”, yang merupakan kecenderungan fluida untuk tetap melekat pada permukaan datar atau melengkung ketika mengalir melewati permukaan tersebut. Daerah akselerasi ini yang akan menghasilkan gaya *lift*, di mana gaya *lift* tersebut juga berkontribusi untuk menggerakkan turbin supaya dapat berputar.

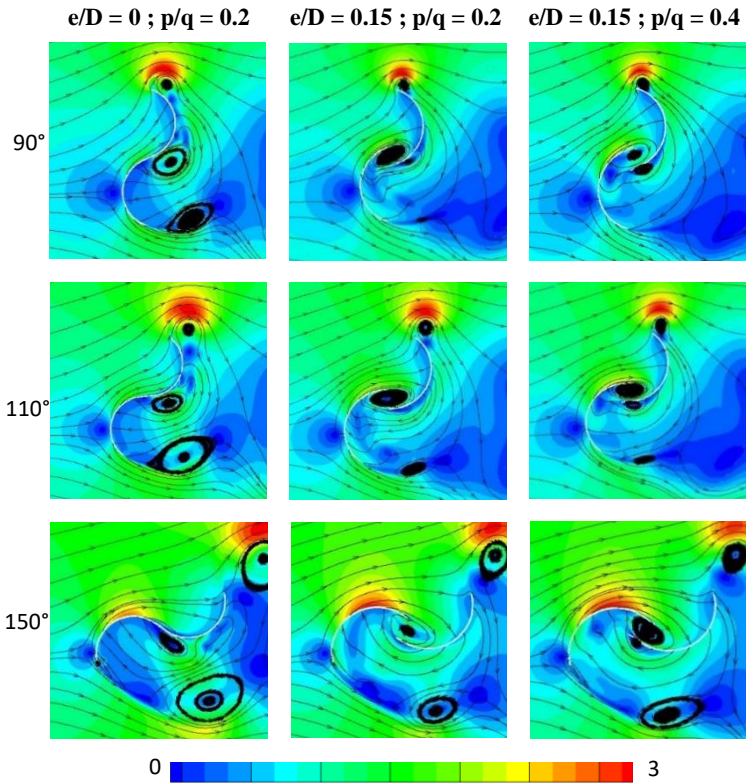
Pada posisi $\theta = 15^\circ$, daerah terjadinya akselerasi atau peningkatan kecepatan aliran di sisi cembung sudu *advancing* sedikit lebih besar. Hal ini terlihat pada daerah level yang berwarna kuning sedikit lebih luas. Sehingga produksi gaya *lift* yang dihasilkan sisi cembung sudu *advancing* lebih besar jika dibandingkan dengan posisi $\theta = 0^\circ$.

Pada $\theta = 60^\circ$, terdapat dua titik separasi *boundary layer* oleh sisi cembung sudu *advancing*. Titik separasi yang pertama yaitu di ujung bawah sudu *advancing* yang mendekati sisi cekung sudu *returning*, dan titik separasi yang kedua yaitu di ujung atas sudu *advancing*. Daerah akselerasi yang sebelumnya berada di sisi cembung sudu *advancing* mulai bergeser ke ujung atas sudu *advancing* seiring dengan berputarnya turbin. Akibatnya, ada perbedaan kecepatan antara ujung sudu *advancing* dan permukaan

sisi cembung sudu *advancing*. Di mana, kecepatan di ujung sudu *advancing* lebih tinggi dibandingkan dengan kecepatan di sekitar permukaan sisi cembung sudu *advancing*. Sehingga, terjadi separasi dan *vortex* di bagian ujung sudu *advancing* mulai terbentuk. Seiring berputarnya turbin, *vortex* ini akan semakin besar dan menjauhi turbin mengikuti aliran udara.



Gambar 4.1 Kontur *Dimensionless Velocity* (V/V_∞) (berlanjut)



Gambar 4.2 Kontur *Dimensionless Velocity* (V/V_∞) (lanjutan)

Pada posisi $\theta = 90^\circ$, perbedaan yang terlihat dari posisi sebelumnya yaitu percepatan di ujung sudu *advancing* yang lebih besar dan *vortex* yang terbentuk di ujung sudu *advancing* semakin besar. Titik stagnasi terjadi di sisi cembung sudu *returning* sehingga kecepatan di daerah tersebut sangat rendah. Pada bagian belakang sudu *returning* terlihat adanya pusaran aliran. Berbeda dengan *vortex* yang terbentuk di ujung sudu *advancing*, *vortex* yang terbentuk di dekat ujung sudu *returning* berputar ke arah *counterclockwise*, karena *vortex* tersebut merupakan interaksi dari

pertemuan antara aliran udara dari ujung sudu *advancing* yang menuju ke sisi cekung sudu *returning*, dengan aliran dari titik stagnasi pada sisi cembung sudu *returning* yang juga mengalir ke arah *downstream*. Dan di antara dua aliran itu memiliki kecepatan aliran yang berbeda. Di mana aliran yang berada di ujung sudu *returning* memiliki kecepatan yang lebih tinggi dibandingkan dengan aliran di bagian *downstream*.

Pada posisi $\theta = 110^\circ$, terlihat kecepatan di ujung sudu *advancing* meningkat secara signifikan jika dibandingkan dengan kecepatan pada posisi $\theta = 60^\circ$ dan 90° . Hal ini pun disertai dengan bentuk *vortex* yang semakin besar, baik *vortex* di belakang sudu *advancing* maupun *returning*. Pada posisi $\theta = 150^\circ$, titik stagnasi terjadi di ujung sudu *advancing*, dan daerah dengan kecepatan tinggi muncul di sisi cembung sudu *advancing* yang akan mengakibatkan separasi. Daerah dengan kecepatan tinggi ini akan semakin besar dan bergeser menjauhi turbin menuju *downstream* seiring dengan berputarnya rotor, seperti pada posisi $\theta = 0^\circ$.

Terdapat beberapa perbedaan antara turbin Bach $e/D = 0$ dengan turbin Bach $e/D = 0.15$. Terlihat pada posisi $\theta = 0^\circ$ dan $\theta = 15^\circ$, pada posisi turbin tipe Bach $e/D = 0.15$ tidak lagi terlihat adanya *vortex* akibat separasi *boundary layer* oleh sudu *advancing* yang menghalangi aliran udara untuk menuju ke sudu *returning*, seperti pada turbin $e/D = 0$. Karena adanya *overlap*, *vortex* yang terbentuk akibat separasi *boundary layer* oleh sisi cembung sudu *advancing* akan mengikuti aliran ke bagian *overlap* seiring dengan berputarnya rotor. Dan dengan penambahan plat, *vortex* akibat separasi *boundary layer* sudu *advancing* cenderung untuk bergerak menuju ke sisi cekung sudu *returning* karena plat tambahan tersebut mengarahkan aliran untuk menuju ke sisi cekung sudu *returning*. Berkurangnya *wake* yang terbentuk di sudu *advancing* mengakibatkan aliran dari sisi cembung sudu *advancing* yang menuju ke sisi cekung sudu *returning* tidak terhambat. Sehingga lebih banyak aliran yang mengarah ke sisi cekung sudu *returning* pada kedua turbin $e/D =$

0.15 dibandingkan dengan turbin $e/D = 0$. Pada posisi ini juga terlihat daerah percepatan di sisi cembung sudu *advancing* di kedua turbin tipe Bach $e/D = 0.15$ meningkat secara signifikan dibandingkan dengan turbin Bach $e/D = 0$. Dan daerah kecepatan tinggi yang paling besar terjadi di turbin tipe Bach $e/D = 0.15$ dengan penambahan plat.

Pada posisi $\theta = 90^\circ$, terlihat percepatan aliran di ujung sudu *advancing* untuk kedua turbin tipe Bach $e/D = 0.15$ jauh lebih kecil dibandingkan pada turbin Bach $e/D = 0$. Dan pada posisi $\theta = 110^\circ$, terlihat bahwa adanya *overlap* akan memperkecil *wake* yang terbentuk di belakang sudu *returning* karena pengaruh dari percepatan aliran yang melewati celah *overlap*. Pada posisi $\theta = 150^\circ$, besarnya daerah kecepatan tinggi di sisi cembung sudu *advancing* untuk kedua turbin Bach $e/D = 0.15$ muncul lebih besar dan lebih awal dibandingkan dengan turbin Bach $e/D = 0$.

Selain itu, perbedaan yang sangat jelas terlihat antara turbin tipe Bach $e/D = 0$ dan $e/D = 0.15$ yaitu, adanya pusaran aliran atau *vortex* di antara sudu *advancing* dan *returning*. *Vortex* ini ditemui di semua posisi sudut turbin yang memiliki *overlap*. Aliran udara yang mengenai sisi cekung sudu *advancing* akan diarahkan untuk mengalir masuk ke celah *overlap* dan aliran tersebut membentuk pusaran. Hal ini berlaku untuk kedua turbin tipe Bach $e/D = 0.15$. Namun, yang membedakan antara turbin Bach $e/D = 0.15$ tanpa penambahan plat dan dengan penambahan plat yaitu, pada turbin Bach dengan penambahan plat mengalami percepatan atau *overlap jet* yang terjadi yang lebih rendah. Hal ini terjadi karena adanya penambahan plat yang semakin mendekati sisi cekung sudu lawannya akan menambah dinding di daerah celah *overlap*, dan aliran lebih terpusat di bagian *overlap* daripada turbin Bach $e/D = 0.15$ tanpa penambahan plat.

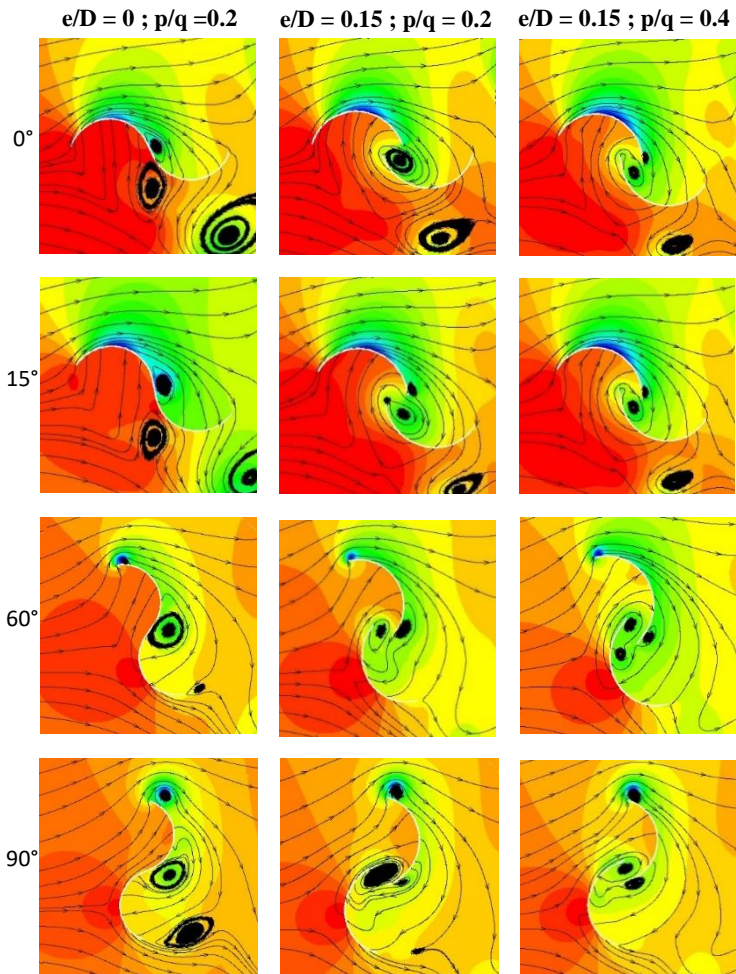
4.1.2 Kontur Koefisien Tekanan

Koefisien tekanan merupakan suatu nilai yang dapat menunjukkan seberapa besar penurunan tekanan yang terjadi. Pada penelitian, penurunan tekanan yang besar akan mengakibatkan jenis turbin tersebut lebih mudah berputar. Hal ini

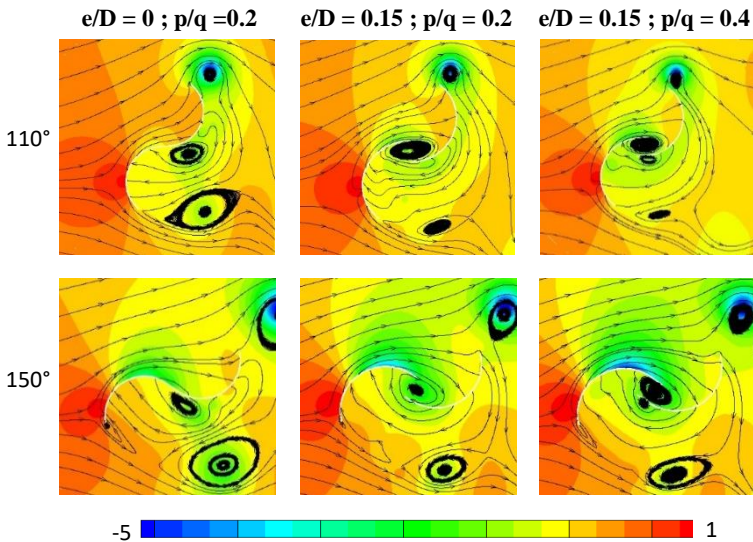
sesuai dengan prinsip fluida di mana fluida mengalir dari daerah bertekanan tinggi ke daerah bertekanan rendah.

Pada gambar 4.3 dan 4.4, dengan posisi $\theta = 0^\circ$, turbin tipe Bach $e/D = 0$ memiliki area dengan nilai koefisien tekanan maksimal hanya di sisi cekung sudu *advancing*. Ini berarti momentum yang lebih besar didapatkan pada sisi cekung sudu *advancing* turbin tipe Bach $e/D = 0$. Untuk turbin tipe Bach $e/D = 0.15$, adanya *overlap* mempengaruhi aliran yang mengenai kedua sisi sudu *returning*. Di mana terlihat bahwa koefisien tekanan di sudu *returning* meningkat dibandingkan dengan turbin Bach $e/D = 0$, sehingga aliran tidak lagi terpusat di sisi cekung sudu *advancing*. Meningkatnya nilai koefisien tekanan di sisi cekung sudu *returning* mengakibatkan perbedaan koefisien tekanan antara kedua sisi sudu *returning* menjadi lebih kecil. Area dengan nilai koefisien tekanan minimum yang paling besar terdapat di sisi cembung sudu *advancing* turbin tipe Bach $e/D = 0.15$ karena adanya percepatan aliran di bagian tersebut. Hal ini terlihat dari level yang dominan berwarna biru dengan area yang cukup besar di sisi cembung sudu *advancing*. Sehingga perbedaan koefisien tekanan di sisi cekung dan cembung sudu *advancing* paling besar didapatkan pada kedua turbin tipe Bach $e/D = 0.15$.

Pada posisi $\theta = 15^\circ$, daerah dengan nilai koefisien tekanan minimum semakin besar di sisi cembung sudu *advancing* untuk ketiga jenis turbin. Namun, untuk perbedaan nilai koefisien tekanan di sudu *advancing* yang paling besar tetap dimiliki oleh kedua turbin tipe Bach $e/D = 0.15$. Perbedaan tekanan ini berpengaruh terhadap turbin, apakah turbin akan bisa berputar atau tidak. Hal ini berdasarkan dari prinsip momentum. Di mana, semakin tinggi perbedaan koefisien tekanan yang terjadi di sudu *advancing*, maka turbin akan semakin mudah berputar.



Gambar 4.3 Kontur Koefisien Tekanan (berlanjut)



Gambar 4.4 Kontur Koefisien Tekanan (lanjutan)

Pada posisi $\theta = 60^\circ$ terlihat bahwa titik stagnasi terjadi di sisi cembung sudu *returning*. Hal ini ditandai dengan adanya nilai koefisien tekanan yang tinggi di sisi cembung sudu *returning*. Pada posisi ini, nilai koefisien tekanan minimum bergeser dan terletak di ujung sudu *advancing* untuk ketiga turbin dan mengakibatkan munculnya *vortex* di ujung sudu *advancing*, karena perbedaan tekanan di ujung sudu *advancing* dan tekanan di sekitar sisi cembung sudu *advancing*. Pada posisi ini juga terlihat bahwa untuk kedua turbin Bach $e/D = 0.15$, koefisien tekanan di sisi cekung sudu *returning* menurun karena pengaruh dari posisi sudut putar yang menghalangi aliran mengenai sisi belakang turbin.

Pada posisi $\theta = 90^\circ$, titik stagnasi terjadi di sisi cembung sudu *returning*. Titik stagnasi di sudu *returning* akan menyeimbangkan torsi positif yang dihasilkan oleh sisi cekung sudu *advancing*. Kontur koefisien tekanan pada posisi $\theta = 110^\circ$

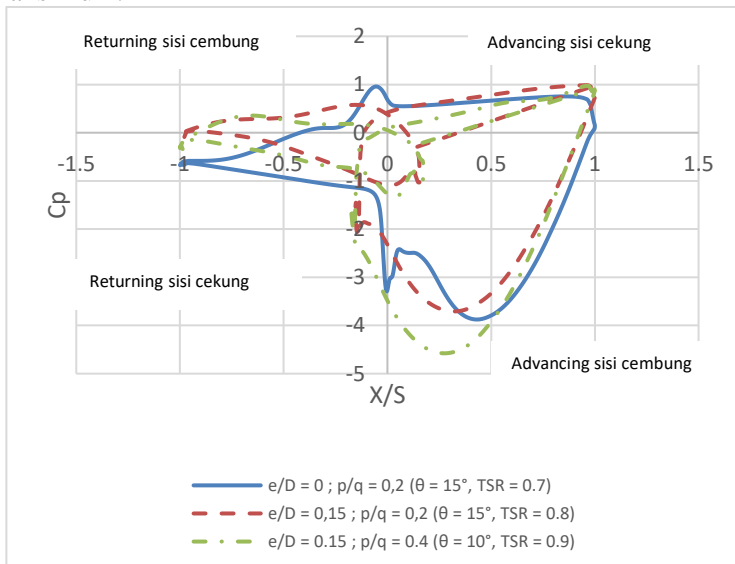
tidak terlalu berbeda dengan kontur koefisien tekanan di posisi $\theta = 90^\circ$. Namun, seiring dengan berputarnya turbin, daerah dengan nilai koefisien tekanan minimum semakin bergeser menjauhi turbin dan disertai dengan pusaran aliran atau *vortex* yang semakin besar. *Vortex* ini berputar searah aliran udara dan mengakibatkan meningkatnya kekuatan tekanan hisap pada sisi cembung sudu *advancing*, dan mengakibatkan penurunan torsi. Pada turbin Bach $e/D = 0$ memiliki perbedaan koefisien tekanan di sudu *advancing* yang paling tinggi. Karena pada kedua turbin Bach $e/D = 0.15$, tekanan di sisi cekung sudu *advancing* cenderung rendah karena adanya pengaruh dari koefisien tekanan di bagian *overlap*.

Pada posisi $\theta = 150^\circ$, titik stagnasi terjadi di ujung sudu *advancing*. Sehingga, untuk ketiga turbin, nilai koefisien tekanan maksimum berada pada ujung sudu *advancing*. Namun, perbedaan yang tampak jelas ada pada turbin Bach $e/D = 0.15$ yaitu munculnya area dengan nilai koefisien tekanan rendah di sisi cembung sudu *advancing*. Bahkan, pada turbin Bach $e/D = 0.15$ dengan penambahan plat, luasan area dengan koefisien tekanan yang rendah lebih besar dibandingkan kedua turbin lainnya. Plat tambahan tersebut mengakibatkan area dengan koefisien tekanan yang rendah muncul lebih awal.

Pada kedua turbin Bach $e/D = 0.15$, daerah di bagian *overlap* memiliki nilai koefisien tekanan yang cukup rendah di setiap posisi dan tidak mengalami kenaikan maupun penurunan nilai koefisien tekanan secara signifikan. Perbedaan koefisien tekanan di celah *overlap* dengan koefisien tekanan di sekitar *overlap* mengakibatkan terbentuknya *vortex*. *Vortex* atau pusaran aliran yang terbentuk di *overlap* ini meningkatkan tekanan hisap pada sisi cekung sudu *advancing*, yang mengakibatkan peningkatan torsi. Pembahasan mengenai bagaimana distribusi nilai koefisien tekanan di sepanjang permukaan sudu akan dibahas pada sub bab berikutnya

4.1.3 Distribusi Koefisien Tekanan

Pada sub bab ini akan dijelaskan bagaimana distribusi koefisien tekanan di sepanjang permukaan sudu *advancing* dan *returning*. Gambar 4.5 menunjukkan distribusi tekanan sepanjang *advancing* dan *returning*. Data distribusi koefisien tekanan diambil pada performa terbaik turbin, yaitu pada *tip speed ratio* (TSR) optimum dan posisi sudut dengan *coefficient of power* tertinggi. Sumbu x pada grafik menunjukkan posisi pada permukaan (X) relatif terhadap panjang busur sudu (S). Untuk turbin tipe Bach $e/D = 0$, $X/S = 0$ berada pada titik tengah turbin dan $X/S = 1$ berada pada ujung terluar sudu. Sedangkan untuk turbin tipe Bach $e/D = 0.15$, $X/S = 0$ berada pada ujung bagian dalam sudu dan $X/S = 1$ berada pada ujung terluar sudu. Distribusi koefisien tekanan pada gambar 4.5 ditinjau pada TSR dan posisi sudut putar dengan nilai *coefficient of power* maksimum.



Gambar 4.5 Distribusi Koefisien Tekanan Sepanjang Permukaan Turbin Pada TSR dan Posisi Sudut Dengan *Coefficient of Power* Maksimum

Pada turbin tipe Bach $e/D = 0$, distribusi koefisien tekanan ditinjau pada posisi $\theta = 15^\circ$ di $TSR = 0.7$. Dimulai pada posisi terluar yaitu $X/S = 1$, pada bagian sisi cembung sudu *advancing* nilai koefisien tekanan turun drastis hingga nilai minimum yaitu $C_p = -3.87$ karena adanya daerah akselerasi dan terjadi separasi *boundary layer* pada sisi cembung sudu *advancing*. Daerah X/S yang bernilai negatif menandakan posisi sudu *returning*. Koefisien tekanan di sisi cekung sudu *returning* bernilai negatif namun mengalami kenaikan dari sisi cembung sudu *advancing* hingga menuju ujung sudu *returning* dengan nilai $C_p = -0.67$. Koefisien tekanan semakin bernilai positif di sisi cembung sudu *returning*, mencapai C_p maksimum senilai 1 di posisi mendekati pusat rotor karena titik stagnasi terjadi pada daerah ini. Bergeser ke kanan, daerah X/S positif ditempati oleh sisi cekung sudu *advancing*. Pada sisi ini, nilai C_p cenderung konstan di sekitar 0.7. Kemudian C_p turun di sisi ujung sudu *advancing*.

Distribusi koefisien tekanan pada turbin Bach dengan $e/D = 0.15$ tidak berbeda jauh dengan turbin Bach $e/D = 0$. Sama seperti pada turbin Bach $e/D = 0$, turbin Bach $e/D = 0.15$ mengalami penurunan yang drastis di sisi cembung sudu *advancing* karena daerah akselerasi dan terjadi separasi *boundary layer*. Dari grafik terlihat bahwa pada sisi cembung sudu *advancing*, turbin Bach dengan $e/D = 0.15$ dengan penambahan plat memiliki nilai koefisien minimum yang paling rendah yaitu mencapai $C_p = -4.58$. Sedangkan pada turbin Bach $e/D = 0.15$ tanpa penambahan plat memiliki nilai koefisien minimum sebesar $C_p = -3.7$. Pada posisi di sekitar $X/S = 0$, kedua turbin Bach $e/D = 0.15$ memiliki nilai koefisien tekanan yang cenderung rendah karena posisi tersebut merupakan daerah *overlap* di bagian tengah rotor. Daerah *overlap* ini memiliki tekanan yang rendah. Koefisien tekanan mengalami kenaikan di sepanjang sisi cekung sudu *returning* hingga ke ujung sudu *returning* dengan nilai $C_p = -0.12$ untuk turbin Bach $e/D = 0.15$ tanpa penambahan plat dan $C_p = -0.34$ untuk turbin Bach $e/D = 0.15$ dengan penambahan plat. Bergeser

ke sisi cembung sudu *returning*, koefisien tekanan bernilai positif dan meningkat hingga ke bagian tengah sisi cembung sudu *returning*. Semakin menuju ke pusat rotor nilai koefisien menurun karena adanya percepatan aliran di daerah *overlap*. Kemudian nilai koefisien tekanan semakin meningkat di sepanjang sisi cekung sudu *advancing* hingga mencapai nilai maksimum 1 di ujung sudu *advancing* karena terjadi titik stagnasi. Semakin menuju titik stagnasi, maka nilai koefisien tekanan akan semakin mendekati nilai 1. Sisi depan kedua sudu memiliki nilai koefisien yang lebih tinggi dibandingkan dengan sisi belakang kedua sudu karena momentum aliran lebih banyak diterima di sisi depan turbin. Hal ini berlaku untuk ketiga jenis turbin.

Selisih antara koefisien tekanan pada sisi cembung dan cekung di tiap sudu akan menghasilkan nilai koefisien *drag*. Tabel 4.1 menunjukkan nilai koefisien *drag* pada semua turbin dan kedua sudunya. Turbin Savonius pada dasarnya bekerja dengan memanfaatkan selisih gaya *drag* yang ada pada tiap sudu. Besarnya selisih antara gaya *drag* di kedua sudu akan mengakibatkan torsi yang dihasilkan semakin besar. Sehingga diharapkan dengan melakukan modifikasi dari turbin Savonius akan meningkatkan gaya *drag* pada sudu *advancing* dan menurunkan gaya *drag* pada sudu *returning*.

Nilai koefisien *drag* untuk ketiga turbin diambil pada posisi yang berbeda-beda, karena koefisien *drag* diambil pada TSR dan posisi turbin dengan nilai *coefficient of power* maksimum. Nilai koefisien *drag* yang dihasilkan oleh turbin Bach $e/D = 0$ pada sudu *advancing* sebesar 1.02 dan pada sudu *returning* sebesar 0.72. Modifikasi yang dilakukan dengan memberi *overlap* dan penambahan plat memberikan pengaruh terhadap nilai koefisien *drag*. Pada turbin Bach $e/D = 0.15$ tanpa penambahan plat, koefisien *drag* yang dihasilkan pada sudu *advancing* dan *returning* adalah 0.91 dan 0.48. Pada turbin Bach $e/D = 0.15$ dengan penambahan plat, koefisien *drag* yang dihasilkan pada sudu *advancing* dan *returning* adalah 1.03 dan 0.32. Terlihat adanya *overlap* dan penambahan plat

mengakibatkan penurunan pada nilai C_d sudu *returning*. Namun, untuk turbin Bach $e/D = 0.15$ tanpa penambahan plat, C_d di sudu *advancing* lebih rendah dari C_d di sudu *advancing* pada turbin Bach $e/D = 0$.

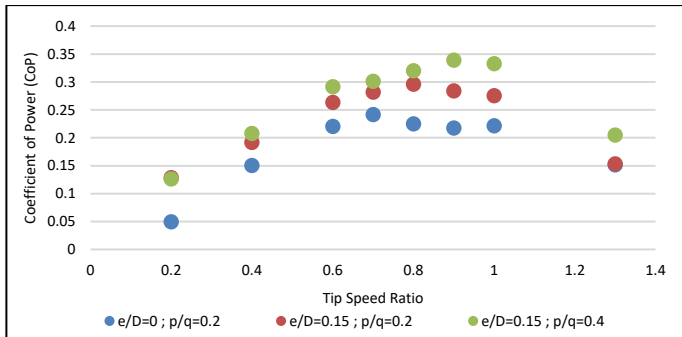
Tabel 4.1 Tabel Nilai Koefisien *Drag* Pada TSR dan Posisi Sudut Dengan *Coefficient of Power* Maksimum

Tipe turbin	Fd Advancing (N)	Fd Returning (N)	Cd Advancing	Cd Returning
overlap 0 ; $p/q = 0.2$ ($\theta = 15^\circ$, TSR = 0.7)	1.52	1.08	1.02	0.72
overlap 0.15 ; $p/q = 0.2$ ($\theta = 15^\circ$, TSR = 0.8)	1.35	0.71	0.91	0.48
overlap 0.15 ; $p/q = 0.4$ ($\theta = 10^\circ$, TSR = 0.9)	1.54	0.48	1.03	0.32

Berdasarkan data tersebut, dapat diketahui bahwa adanya *overlap* dan penambahan plat akan mempengaruhi gaya *drag* yang terjadi baik pada sudu *advancing* maupun *returning*. Sehingga, torsi yang dihasilkan paling besar oleh turbin Bach $e/D = 0.15$ dengan penambahan plat, diikuti oleh turbin Bach $e/D = 0.15$ tanpa penambahan plat, dan turbin Bach $e/D = 0$. Peningkatan torsi terjadi akibat adanya sedikit kenaikan gaya *drag* pada sudu *advancing*, dan penurunan gaya *drag* yang signifikan pada sudu *returning*.

4.1.4 *Coefficient of Power*

Pada sub bab ini akan membahas tentang *coefficient of power* yang dihasilkan dari semua tipe turbin sehingga dapat diketahui apakah dengan melakukan modifikasi pada turbin Savonius dapat meningkatkan performa turbin. Gambar 4.6 menunjukkan grafik perbandingan CoP yang didapat dari ketiga jenis turbin pada berbagai *tip speed ratio*.

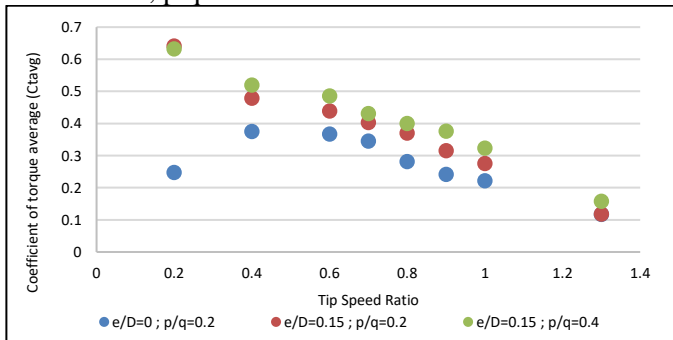


Gambar 4.6 Grafik Perbandingan *Coefficient of Power* Terhadap *Tip Speed Ratio*

Pada turbin Bach $e/D = 0$, terlihat CoP yang semakin naik mulai dari TSR 0.2 hingga mencapai CoP maksimum di TSR = 0.7 dengan CoP = 0.24. Di atas TSR = 0.7 nilai CoP menurun. Pada turbin Bach $e/D = 0.15$ tanpa penambahan plat terlihat bahwa nilai CoP semakin meningkat hingga mencapai CoP maksimum pada TSR = 0.8 dengan CoP = 0.29. Nilai CoP menurun pada TSR di atas 0.8. Untuk turbin Bach $e/D = 0.15$ dengan penambahan plat, didapat bahwa nilai CoP meningkat hingga TSR = 0.9 dengan CoP = 0.33. Nilai CoP pun juga menurun untuk TSR di atas 0.9. Menurunnya nilai CoP diakibatkan oleh kecepatan tangensial oleh sudu yang melebihi kecepatan aliran udara itu sendiri, sehingga momentum yang ditransmisikan udara ke sudu turbin menjadi berkurang. Dari penelitian ini didapatkan bahwa setiap jenis turbin mencapai nilai *coefficient of power* maksimum pada *tip speed ratio* yang berbeda-beda. Adanya *overlap* memungkinkan turbin untuk membutuhkan putaran sudut (ω) yang lebih besar, sehingga *coefficient of power* maksimum didapat di *tip speed ratio* yang lebih besar.

4.1.5 Coefficient of Torque Average dan Coefficient of Torque

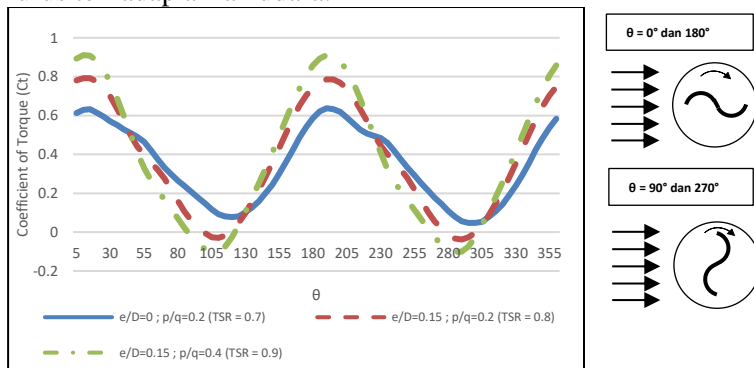
Sub bab ini akan menjelaskan mengenai nilai *coefficient of torque average* dan *coefficient of torque* ($C_{t_{avg}}$) untuk semua tipe turbin. $C_{t_{avg}}$ ditinjau di tiap TSR yang berbeda. Jika dilihat pada gambar 4.7, ada sedikit perbedaan antara tren pada turbin Bach $e/D = 0$ dengan kedua turbin Bach $e/D = 0.15$. Pada turbin Bach $e/D = 0$ terjadi kenaikan $C_{t_{avg}}$ hingga $TSR = 0.4$ lalu $C_{t_{avg}}$ menurun. Sedangkan pada turbin Bach $e/D = 0.15$, tren $C_{t_{avg}}$ terus menurun seiring dengan meningkatnya TSR. Meskipun demikian, performa turbin ditemukan nilai optimal pada nilai tengah TSR. Maka dari itu penting untuk mengetahui TSR optimal untuk mengekstraksi daya maksimum dari angin. Pada $TSR = 0.4$, *coefficient of torque average* kedua turbin tipe Bach $e/D = 0.15$ meningkat dari tipe Bach $e/D = 0$ sebesar 27.6% untuk turbin tipe Bach $e/D = 0.15$, $p/q = 0.2$ dan sebesar 38.4% untuk turbin tipe Bach $e/D = 0.15$, $p/q = 0.4$.



Gambar 4.7 Grafik Perbandingan *Coefficient of Torque Average* Terhadap *Tip Speed Ratio*

Untuk *coefficient of torque* (C_t) di tiap posisi θ dalam satu putaran rotor ditunjukkan pada gambar 4.8. Pada turbin Bach $e/D = 0$, C_t maksimum didapatkan pada posisi rotor 15° sebesar 0.63. dan C_t minimum didapatkan pada posisi rotor 120° sebesar 0.07. Pada turbin Bach $e/D = 0.15$ tanpa penambahan plat ($p/q =$

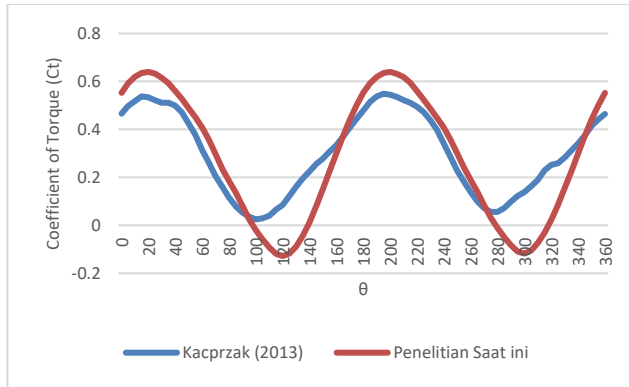
0.2) didapatkan C_t maksimum pada posisi 15° sebesar 0.79 dan C_t minimum didapat pada posisi rotor 110° sebesar -0.029. C_t dengan nilai negatif didapatkan pada posisi rotor antara 100° hingga 115° dan antara 280° hingga 300° . Pada turbin Bach $e/D = 0.15$ dengan penambahan plat ($p/q = 0.4$) memiliki C_t maksimum sebesar 0.91 pada posisi 10° dan minimum sebesar -0.103 pada posisi 105° . C_t dengan nilai negatif berada di antara 90° hingga 120° dan 270° hingga 300° . Dan dari data ini dapat dilihat bahwa C_t mencapai nilai maksimum pada posisi sudut turbin yang hampir searah dengan aliran udara. Dan nilai minimum didapat pada posisi sudut turbin yang hampir tegak lurus terhadap aliran udara.



Gambar 4.8 Grafik Perbandingan *Coefficient of Torque* Terhadap Posisi Rotor Pada TSR Optimal Tiap Jenis Turbin

4.2 Perbandingan Hasil Penelitian Dengan Hasil Penelitian Terdahulu

Sebagai salah satu cara untuk mengetahui apakah penelitian yang dilakukan menghasilkan data yang sesuai atau tidak yaitu dengan membandingkan hasil penelitian yang dilakukan saat ini dengan hasil penelitian dahulu yang telah dilakukan. Penelitian dahulu yang digunakan sebagai pembanding yaitu penelitian yang dilakukan oleh Kacprzak et al. (2013) sedangkan untuk data yang akan dibandingkan yaitu nilai *coefficient of torque* (C_t).



Gambar 4.9 Grafik Perbandingan *Coefficient of Torque* Hasil Penelitian Oleh Kacprzak et al. (2013) dan Penelitian Saat Ini Pada TSR = 0.8

Dari gambar 4.8, terlihat bahwa antara hasil penelitian oleh Kacprzak et al. (2013) dengan penelitian saat ini memiliki tren yang sama. Perbedaan yang ada antara kedua nilai C_t tersebut yaitu posisi nilai C_t maksimum dan minimum yang sedikit bergeser. Selain itu luasan grafik C_t hasil penelitian saat ini lebih besar karena perbedaan puncak maksimum dan minimumnya lebih besar dibandingkan dengan hasil Kacprzak et al. (2013). Untuk C_t rata-rata yang didapat oleh Kacprzak et al. (2013) pada TSR = 0.8 yaitu sebesar 0.3. Sedangkan C_t rata-rata yang didapatkan dari penelitian saat ini bernilai lebih rendah, yaitu sebesar 0.28.

Meskipun terdapat perbedaan hasil akhir antara Kacprzak et al. (2013) dengan hasil akhir penelitian saat ini, perbedaan antara kedua hasil tersebut tidak terlalu jauh. Tren grafik untuk nilai C_t pun terlihat sama. Perbedaan hasil yang didapat antara kedua penelitian kemungkinan disebabkan oleh beberapa faktor. Di antaranya yaitu perbedaan kecepatan *inlet* yang digunakan. Pada penelitian yang dilakukan oleh Kacprzak et al. (2013), kecepatan *inlet* yang digunakan yaitu sebesar 9 m/s. Sedangkan

kecepatan *inlet* yang digunakan pada penelitian saat ini sebesar 4 m/s. *Software* yang digunakan untuk kedua simulasi juga berbeda, di mana pada penelitian Kacprzak et al (2013) menggunakan ANSYS CFX, sedangkan untuk penelitian saat ini menggunakan ANSYS FLUENT. Perbedaan aplikasi yang digunakan akan memberikan pengaruh terhadap hasil simulasi, dikarenakan kedua aplikasi tersebut memiliki keakuratan yang berbeda. Selain itu, pengaruh dari perbedaan konfigurasi *mesh* serta parameter-parameter lain yang digunakan pada simulasi juga memungkinkan untuk memberikan hasil akhir yang berbeda.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB V KESIMPULAN

5.1 Kesimpulan

Pada simulasi turbin angin Savonius tipe sudu Bach dengan $e/D = 0$, $p/q = 0.2$; $e/D = 0.15$, $p/q = 0.2$; dan $e/D = 0.15$, $p/q = 0.4$ dengan kecepatan angin 4 m/s dapat disimpulkan bahwa:

1. Pada turbin Savonius tipe sudu Bach $e/D = 0$, aliran yang menuju ke sudu *returning* terhalang oleh *wake* yang terbentuk karena separasi *boundary layer* oleh sisi cembung sudu *advancing*. Sehingga aliran lebih terpusat pada sisi cekung sudu *advancing*. Namun, jika ditambahkan *overlap*, *wake* akibat separasi *boundary layer* oleh sisi cembung sudu *advancing* akan masuk ke bagian *overlap*, sehingga *wake* yang terbentuk lebih kecil dan tidak menghalangi aliran yang menuju ke sudu *returning*. Kedua sisi sudu *returning* menerima momentum yang lebih besar, terutama di sisi cekungnya karena pengaruh dari *overlap*. Sehingga perbedaan koefisien tekanan di antara sisi cekung dan cembung sudu *returning* menurun. Sedangkan perbedaan koefisien tekanan antara sisi cembung dan cekung sudu *advancing* meningkat pada kedua turbin Bach $e/D = 0.15$ karena adanya daerah akselerasi yang lebih tinggi di sisi cembung sudu *advancing* dibandingkan pada turbin Bach $e/D = 0$. Hal ini memperbesar selisih gaya *drag* antara sudu *advancing* dan *returning*. Dengan adanya *overlap* juga dapat mengurangi *wake* di belakang sudu *returning*.
2. Adanya *overlap* dan penambahan plat pada turbin Savonius tipe Bach memberikan pengaruh terhadap torsi yang dihasilkan. Torsi maksimal dicapai pada turbin tipe Bach $e/D = 0.15$, $p/q = 0.4$. Pada $TSR = 0.4$, *coefficient of torque average* kedua turbin tipe Bach $e/D = 0.15$ meningkat dari tipe Bach $e/D = 0$ sebesar 27.6% untuk

turbin tipe Bach $e/D = 0.15$, $p/q = 0.2$ dan sebesar 38.4% untuk turbin tipe Bach $e/D = 0.15$, $p/q = 0.4$.

3. *Coefficient of torque* maksimal didapat pada posisi $\theta = 15^\circ$ untuk turbin tipe Bach $e/D = 0$, $p/q = 0.2$ dan turbin tipe Bach $e/D = 0.15$, $p/q = 0.2$. Sedangkan untuk turbin tipe Bach $e/D = 0.15$, $p/q = 0.4$ didapat pada posisi $\theta = 10^\circ$. *Coefficient of power* paling tinggi didapat pada turbin $e/D = 0.15$, $p/q = 0.4$ sebesar 0.33 pada $TSR = 0.9$. *Coefficient of power* untuk turbin tipe Bach $e/D = 0$, $p/q = 0.2$ dan tipe Bach $e/D = 0.15$, $p/q = 0.2$ adalah 0.24 pada $TSR = 0.7$ dan 0.29 pada $TSR = 0.8$. Sehingga, dapat disimpulkan bahwa turbin Bach $e/D = 0.15$, $p/q = 0.4$ merupakan konfigurasi terbaik yang memiliki kemampuan untuk menghasilkan daya yang paling besar dibandingkan dengan turbin Bach $e/D = 0$, $p/q = 0.2$ dan turbin Bach $e/D = 0.15$, $p/q = 0.2$.

5.2 Saran

Saran yang dapat diberikan untuk penelitian selanjutnya adalah:

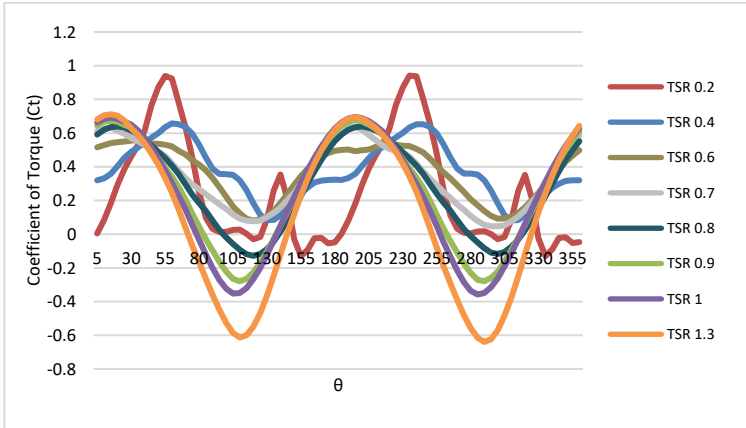
1. Diperlukan penelitian dengan metode eksperimen untuk validasi data hasil simulasi
2. Diperlukan studi lanjut mengenai penambahan plat pada turbin Savonius tipe Bach untuk mendapatkan performa paling optimal

DAFTAR PUSTAKA

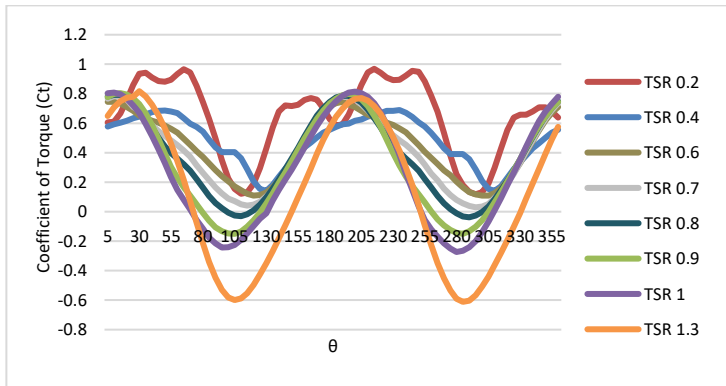
- Akwa, J., Vielmo, H., & Petry, A. (2012). A review on the performance of Savonius wind turbines. *Renewable And Sustainable Energy Reviews*, 16(5), 3054-3064.
- Akwa, J., Alves da Silva Júnior, G., & Petry, A. (2012). Discussion on the verification of the overlap ratio influence on performance coefficients of a Savonius wind rotor using computational fluid dynamics. *Renewable Energy*, 38(1), 141-149.
- Kacprzak, K., Liskiewicz, G. and Sobczak, K., 2013. Numerical investigation of conventional and modified Savonius wind turbines. *Renewable Energy*, 60, pp.578-585.
- Kacprzak, K., & Sobczak, K. (2014). Numerical analysis of the flow around the Bach-type Savonius wind turbine. *Journal Of Physics: Conference Series*, 530, 012063.
- Kamoji, M., Kedare, S., & Prabhu, S. (2009). Experimental investigations on single stage modified Savonius rotor. *Applied Energy*, 86(7-8), 1064-1073.
- Nasef, M., El-Askary, W., AbdEL-hamid, A., & Gad, H. (2013). Evaluation of Savonius rotor performance: Static and dynamic studies. *Journal Of Wind Engineering And Industrial Aerodynamics*, 123, 1-11.
- Zhou, T. and Rempfer, D., 2013. Numerical study of detailed flow field and performance of Savonius wind turbines. *Renewable Energy*, 51, pp.373-381.

- Sarath Kumar, R., Micha Premkumar, T., Seralathan, S., & Mohan, T. (2016). Numerical Investigation of Modified Bach Type Vertical Axis Wind Turbine. *Applied Mechanics And Materials*, 852, 551-557.
- Worasinchai, Supakit & Suwannakij, Kiatkong. (2018). Performance characteristics of the Savonius turbine. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 297. 012056.

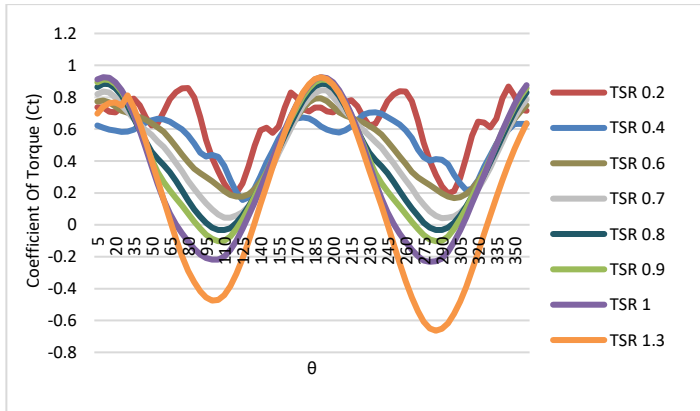
LAMPIRAN



Gambar 1 Grafik *Coefficient of Torque* Terhadap Posisi Sudut Putar Pada Turbin Angin Savonius Sudu Bach $e/D = 0$ dan $p/q = 0.2$



Gambar 2 Grafik *Coefficient of Torque* Terhadap Posisi Sudut Putar Pada Turbin Angin Savonius Sudu Bach $e/D = 0.15$ dan $p/q = 0.2$



Gambar 3 Grafik *Coefficient of Torque* Terhadap Posisi Sudut Putar Pada Turbin Angin Savonius Sudu Bach $e/D = 0.15$ dan $p/q = 0.4$

BIODATA PENULIS



Hasnatiwi Karina Fajri lahir di Bekasi, 25 Juli 1998, merupakan anak kedua dari 2 bersaudara dari pasangan Witono dan Wiwik Dwi Mulyani. Penulis telah menempuh Pendidikan formal pertama di TK Putradarma Tambun, Bekasi. Kemudian dilanjutkan ke Pendidikan dasar di SD Putradarma Global School Tambun, Bekasi. Penulis menempuh pendidikan menengah pertama di SMPN 1 Tambun Selatan dan pendidikan menengah atas di SMA Islam Al-Azhar 3 Jakarta. Penulis mengikuti SNMPTN dan diterima di Departemen Teknik Mesin FTI-ITS pada tahun 2016 dan terdaftar dengan NRP 0211164000066.

Pada masa perkuliahan, penulis aktif di kegiatan organisasi kampus. Penulis mendapat kesempatan untuk menjadi staf divisi internal di Mesin Music Club periode 2017-2018, kemudian menjadi sekretaris dan bendahara umum di Mesin Music Club periode 2018-2019. Penulis juga aktif mengikuti beberapa kepanitiaan dari acara yang diadakan di Departemen Teknik Mesin. Di antaranya Mechanical City 2017 dan KMHE 2017. Di Departemen Teknik Mesin, penulis mengambil bidang studi konversi energi untuk tugas akhir. Banyak pengalaman yang penulis dapatkan selama menempuh dunia perkuliahan, baik dari segi akademik maupun non-akademik, sehingga penulis dapat terus berkembang menjadi pribadi yang lebih baik. Penulis berharap tugas akhir ini dapat memberikan manfaat bagi banyak orang. Untuk informasi, saran, maupun pertanyaan terkait penelitian dapat menghubungi penulis melalui surat elektronik: karina.hasnatiwi@yahoo.com