

TUGAS AKHIR - TM184835

**STUDI NUMERIK PENGARUH *FIXED PITCH ANGLE* PADA
SUDU TURBIN HIDROKINETIK SUMBU VERTIKAL
DARRIEUS STRAIGHT BLADE TERHADAP PERFORMA
DAN KARAKTERISTIK *SELF STARTING* TURBIN**

DIMAS ANANTAMA FATJRIN

NRP 02111840000139

Dosen Pembimbing

Prof. Ir. Sutardi, M.Eng., Ph.D.

NIP 196412281990031002

Program Studi Sarjana Teknik Mesin

Departemen Teknik Mesin

Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2022



TUGAS AKHIR - TM184835

**STUDI NUMERIK PENGARUH *FIXED PITCH ANGLE* PADA
SUDU TURBIN HIDROKINETIK SUMBU VERTIKAL
DARRIEUS STRAIGHT BLADE TERHADAP PERFORMA
DAN KARAKTERISTIK *SELF STARTING* TURBIN**

DIMAS ANANTAMA FATJRIN

NRP 02111840000139

Dosen Pembimbing

Prof. Ir. Sutardi, M.Eng., Ph.D.

NIP 196412281990031002

Program Studi Sarjana Teknik Mesin

Departemen Teknik Mesin

Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2022



FINAL PROJECT - TM184835

**NUMERICAL STUDY OF BLADE FIXED PITCH ANGLE
EFFECT ON THE DARRIEUS VERTICAL AXIS
HYDROKINETIC TURBINE STRAIGHT BLADE ON
TURBINE PERFORMANCE AND SELF-STARTING
CHARACTERISTICS**

DIMAS ANANTAMA FATJRIN

NRP 02111840000139

Supervisor

Prof. Ir. Sutardi, M.Eng., Ph.D.

NIP 196412281990031002

Undergraduate Study Program of Mechanical Engineering

Department of Mechanical Engineering

Faculty of Industrial Technology and Systems Engineering

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2022

LEMBAR PENGESAHAN

STUDI NUMERIK PENGARUH *FIXED PITCH ANGLE* PADA SUDU TURBIN HIDROKINETIK SUMBU VERTIKAL *DARRIEUS STRAIGHT* *BLADE* TERHADAP PERFORMA DAN KARAKTERISTIK *SELF-* *STARTING* TURBIN

TUGAS AKHIR

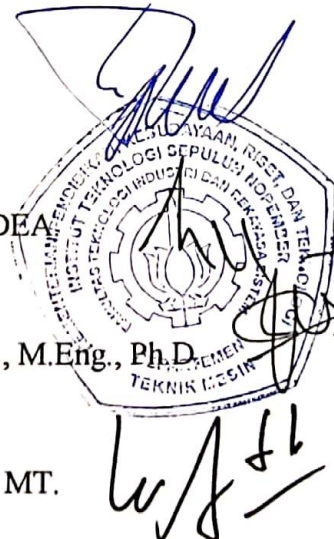
Diajukan untuk memenuhi salah satu syarat
memperoleh gelar Sarjana Teknik pada
Program Studi Sarjana Teknik Mesin
Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh: **DIMAS ANANTAMA FATJRIN**

NRP. 02111840000139

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Prof. Ir. Sutardi, M.Eng., Ph.D. Pembimbing
2. Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA. Penguji
3. Vivien Suphandani Djanali, S.T., M.Eng., Ph.D. Penguji
4. Dr. Wawan Aries Widodo, S.T., MT. Penguji



SURABAYA

2022

APPROVAL SHEET

NUMERICAL STUDY OF BLADE FIXED PITCH ANGLE EFFECT ON THE DARRIEUS VERTICAL AXIS HYDROKINETIC TURBINE STRAIGHT BLADE ON TURBINE PERFORMANCE AND SELF- STARTING CHARACTERISTICS





FINAL PROJECT

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

By: **DIMAS ANANTAMA FATJRIN**

NRP. 02111840000139

Approved by Final Project Examiner Team:

1. Prof. Ir. Sutardi, M.Eng., Ph.D.  Supervisor
2. Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA  Examiner
3. Vivien Suphandani Djanali, S.T., M.Eng., Ph.D.  Examiner
4. Dr. Wawan Aries Widodo, S.T., MT.  Examiner

SURABAYA

2022

PERNYATAAN ORISINALITAS

Yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama Mahasiswa/NRP : Dimas Anantama Fatjrin/02111840000139

Departemen : Teknik Mesin

Dosen Pembimbing/NIP : Prof. Ir. Sutardi, M.Eng., Ph.D./196412281990031002

dengan ini menyatakan bahwa Tugas Akhir dengan judul “Studi Numerik Pengaruh *Fixed Pitch Angle* pada Sudu Turbin Hidrokinetik Sumbu Vertikal *Darrieus Straight Blade* terhadap Performa dan Karakteristik *Self-Starting* Turbin” adalah hasil karya sendiri, bersifat orisinal, dan ditulis dengan mengikuti kaidah penulisan ilmiah.

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

Surabaya, 19 Juli 2022

Mengetahui,

Dosen Pembimbing



Prof. Ir. Sutardi, M.Eng., Ph.D.

NIP. 196412281990031002

Mahasiswa,



Dimas Anantama Fatjrin

NRP. 02111840000139

STATEMENT OF ORIGINALITY

The undersigned below:

Name of Student /NRP : Dimas Anantama Fatjrin/02111840000139

Department : Mechanical Engineer

Supervisor/NIP : Prof. Ir. Sutardi, M.Eng., Ph.D./196412281990031002

hereby declare that the Final Project with the title of “Numerical Study of Blade Fixed Pitch Angle Effect on The Darrieus Vertical Axis Hydrokinetic Turbine Straight Blade on Turbine Performance and Self-Starting Characteristics” is the result of my own work, is original, and is written by following the rules of scientific writing

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

Surabaya, July 19 2022

Acknowledged,
Supervisor



Prof. Ir. Sutardi, M.Eng., Ph.D.
NIP. 196412281990031002

Student,



Dimas Anantama Fatjrin
NRP. 02111840000139

STUDI NUMERIK PENGARUH *FIXED PITCH ANGLE* PADA SUDU TURBIN HIDROKINETIK SUMBU VERTIKAL *DARRIEUS STRAIGHT BLADE* TERHADAP PERFORMA DAN KARAKTERISTIK *SELF-STARTING* TURBIN

Nama Mahasiswa / NRP : Dimas Anantama Fatjrin / 02111840000139
Departemen : Teknik Mesin FTIRS-ITS
Dosen Pembimbing : Prof. Ir. Sutardi, M.Eng., Ph.D.

Abstrak

Dalam mengejar target 23% porsi EBT di bauran energi nasional tahun 2025, Indonesia perlu segera mempercepat pengembangan pembangkit listrik energi baru terbarukan. Sumber EBT dengan potensi melimpah di Indonesia adalah *hydropower* dengan salah satu energi turunannya adalah energi hidrokinetik yang dapat dimanfaatkan dengan turbin sumbu vertikal tipe Darrieus. Tipe turbin ini tidak memerlukan *head* elevasi sehingga pengoperasiannya relatif mudah. Namun, karakteristik *self-starting* turbin Darrieus cenderung lebih buruk dibandingkan turbin lain. Selain itu, performa yang dihasilkan turbin ini juga masih rendah dibandingkan turbin pada PLTA konvensional. Salah satu dari beberapa upaya rekayasa dalam mengatasi kekurangan ini adalah penerapan offset sudut *pitch* pada sudu rotor turbin Darrieus.

Sudut *pitch* yang optimal diperkirakan dapat meningkatkan gaya *lift* yang dihasilkan pada sudu rotor sehingga torsi pada poros rotor turbin juga dapat meningkat baik saat turbin bergerak maupun saat *starting*. Oleh karena itu dalam penelitian ini dilakukan studi numerik mengenai pengaruh dari *fixed pitch angle* pada sudu rotor turbin sumbu vertikal Darrieus *straight blade* terhadap performa dan karakteristik *self-start* turbin. Simulasi *unsteady* dilakukan pada perangkat lunak Ansys Fluent 18.1 dengan model turbulensi *SST kw*. Proses *grid independency test* dan komparasi hasil CFD dengan eksperimen telah menunjukkan hasil bahwa model simulasi telah cukup baik untuk digunakan dalam penelitian ini.

Dari penelitian ini didapatkan hasil bahwa koefisien daya *CoP* untuk rotor dengan sudut *pitch* $\beta = -3^\circ$ meningkat sebesar 6,6% dibandingkan *CoP* turbin konvensional pada kecepatan inlet 1,2 m/s ($Re_d = 1,406 \times 10^6$). Selain itu *mean* koefisien torsi statis C_{Ts} meningkat 38,0% pada sudut $\beta = -3^\circ$ dari turbin konvensional. Namun demikian, rotor turbin dalam penelitian ini tidak direkomendasikan untuk beroperasi pada kecepatan inlet 0,8 m/s ($Re_d = 9,377 \times 10^5$) dikarenakan nilai *CoP* yang dihasilkan untuk semua sudut β bernilai negatif. *Wake region* yang ditimbulkan oleh rotor dengan sudut *pitch* $\beta = -3^\circ$ juga memiliki olakan aliran yang lebih stabil dibandingkan dengan olakan aliran yang ditimbulkan oleh rotor konvensional.

Kata kunci: *Hidrokinetik, Pitch Angle, VAHT, Koefisien Daya, Self-Starting.*

NUMERICAL STUDY OF BLADE FIXED PITCH ANGLE EFFECT ON THE DARRIEUS VERTICAL AXIS HYDROKINETIC TURBINE STRAIGHT BLADE ON TURBINE PERFORMANCE AND SELF-STARTING CHARACTERISTICS

Student Name / NRP: Dimas Anantama Fatjrin / 02111840000139

Department : Mechanical Engineering FTIRS-ITS

Advisor : Prof. Ir. Sutardi, M.Eng., Ph.D.

Abstract

In pursuing the target of a 23% share of NRE in the national energy mix by 2025, Indonesia needs to immediately accelerate the development of new and renewable energy power plants. The source of renewable energy with abundant potential in Indonesia is hydropower with one of its derivative forms of energy being hydrokinetic energy which can be extracted with a Darrieus type vertical axis turbine. This type of turbine does not require an elevation head so that the design and operation are relatively easy. However, the self-starting characteristics of the Darrieus turbine tend to be worse than other types of turbines. In addition, the performance produced by this turbine is also still low compared to turbines in conventional hydropower plants. One of several engineering efforts to overcome this deficiency is the application of pitch angle offset on the Darrieus turbine rotor blades.

The optimal pitch angle is estimated to increase the lift force generated on the rotor blades so that the torque on the turbine rotor shaft can also increase both when the turbine rotates and when starting. Therefore, in this study, a numerical study was conducted on the blade fixed pitch angle effect on the Darrieus vertical axis hydrokinetics turbine straight blade on turbine performance and self-starting characteristics. The unsteady simulation was performed on Ansys Fluent 18.1 software with *SST $k\omega$* turbulence model. The process of grid independence test and comparison of CFD results with experiments have shown that the simulation model is good enough to be used in this study.

From this study, it was discovered that the power coefficient CoP for a rotor with a pitch angle of $\beta = -3^\circ$ increased by 6.6% compared to a conventional turbine at an inlet velocity of 1.2 m/s ($Re_d = 1.406 \times 10^6$). In addition, the mean static torque coefficient C_{T_s} increased by 38.0% from conventional turbines at $\beta = -3^\circ$. However, the turbine rotor in this study is not recommended to operate at an inlet speed of 0.8 m/s ($Re_d = 9,377 \times 10^5$) due to the CoP value generated for all pitch angles β are negative. The wake region generated by the rotor with a pitch angle of $\beta = -3^\circ$ also has a more stable flow pulse than the wake region generated by a conventional rotor.

Keywords: *Hydrokinetic, Pitch Angle, VAHT, Coefficient of Power, Self-Starting.*

KATA PENGANTAR

Segala puja dan puji syukur penulis panjatkan kepada Allah Swt. atas segala limpahan rahmat-Nya, sehingga penulisan Tugas Akhir dengan judul “**Studi Numerik Pengaruh *Fixed Pitch Angle* pada Sudu Turbin Hidrokinetik Sumbu Vertikal *Darrieus Straight Blade* terhadap Performa dan Karakteristik *Self-Starting* Turbin**” dapat terselesaikan. Ucapan terima kasih yang sebesar-besarnya juga penulis sampaikan kepada seluruh pihak yang telah membimbing, membantu, dan mendukung penulis dalam proses penyelesaian tugas akhir ini. Beberapa pihak tersebut antara lain:

1. Ibu dan Bapak selaku kedua orang tua serta keluarga penulis yang senantiasa mendoakan dan mendukung perjalanan hidup penulis.
2. Prof. Ir. Sutardi, M.Eng., Ph.D. selaku pembimbing Tugas Akhir yang memberikan motivasi dan bimbingan kepada penulis serta jalan keluar untuk permasalahan yang penulis temui dalam penyelesaian Tugas Akhir ini.
3. Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA., Bapak Dr. Wawan Aries Widodo, S.T., M.T., dan Ibu Vivien Suphandani Djanali, S.T., M.Eng., Ph.D. selaku dosen penguji Tugas Akhir yang telah berkenan memberi masukan dan kritik yang sangat membangun demi penyempurnaan Tugas Akhir ini.
4. Bapak Alief Wikarta, S.T., M.Sc.Eng., Ph.D. selaku dosen wali akademik penulis yang senantiasa memberikan motivasi dan bimbingan akademik selama penulis mengenyam pendidikan di Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
5. Teman-teman seperjuangan, anggota Laboratorium Mekanika dan Mesin-Mesin Fluida yang saling mendukung, membantu, dan memberikan semangat untuk bersama-sama menuntaskan kewajiban akademik selama setahun terakhir.
6. Keluarga besar M61 yang telah memberikan banyak pengalaman dan kenangan berharga selama penulis menjalani pendidikan di Departemen Teknik Mesin ITS.
7. Teman-teman penulis di kampung halaman, tempat penulis untuk rehat sejenak dari segala hiruk pikuk kesibukan penulis selama ini.
8. Semua pihak yang belum disebutkan di atas dikarenakan keterbatasan penulis.

Perlu disadari bahwa Tugas Akhir ini masih memiliki banyak kekurangan, baik dari segi penulisan maupun analisis yang dilakukan oleh penulis. Oleh karena itu, penulis mengharapkan segala jenis masukan dan saran dari semua pihak guna perbaikan kualitas Tugas Akhir serupa di kemudian hari. Tidak lupa juga penulis berharap Tugas Akhir ini dapat memberi manfaat, baik untuk pembaca maupun khalayak umum.

Surabaya, Juli 2022

Penulis

DAFTAR ISI

ABSTRAK	vii
KATA PENGANTAR	ix
DAFTAR ISI	x
DAFTAR GAMBAR	xii
DAFTAR TABEL	xiv
DAFTAR SIMBOL	xv
BAB 1. PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah	2
1.3 Tujuan Penelitian	3
1.4 Batasan Masalah	3
BAB 2. DASAR TEORI	4
2.1 Energi Arus Air Laut	4
2.2 Turbin Air Sumbu Vertikal.....	4
2.2.1. Turbin Darrieus.....	6
2.2.2. Prinsip Kerja Turbin Darrieus	6
2.2.3. Hidrofoil	8
2.2.4. Boundary Layer	9
2.2.5. Mekanisme <i>Pitch</i> Sudu Turbin	11
2.2.6. Tahap <i>Self-Starting</i> Turbin	11
2.2.7. <i>Tip Speed Ratio</i>	12
2.3 <i>Computational Fluid Dynamics</i>	13
2.3.1. Model <i>Sliding Mesh</i>	13
2.3.2. Model Turbulensi SST.....	15
2.4 Penelitian Terdahulu	15
2.4.1. <i>Rotation improvement of vertical axis wind turbine by offsetting pitching angles and changing blade numbers</i>	15
2.4.2. <i>Effect of pitch angle on power performance and aerodynamics of a vertical axis wind turbine</i>	18
2.4.3. <i>Effect of pitch angle on power and hydrodynamics of a vertical axis turbine</i>	20
2.4.4. Studi Numerik Pengaruh Pengaturan Jarak <i>Flow Disturbance</i> Terhadap Kemampuan <i>Self-Start</i> Turbin Darrieus.....	23
2.4.5. Rangkuman Penelitian Terdahulu.....	26
BAB 3. METODE PENELITIAN	29
3.1 Tahap <i>Pre-Processing</i>	29
3.1.1 Variabel Penelitian.....	29
3.1.2 Pemodelan Geometri dan Domain Simulasi.....	30
3.1.3 Proses <i>Meshing</i>	31
3.1.4 <i>Boundary Conditions</i>	32
3.1.5 Estimasi Kecepatan Putar Rotor	33
3.2 Tahap <i>Processing</i>	34
3.2.1. <i>Materials</i>	34
3.2.2. <i>Cell Zone Conditions</i>	34
3.2.3. <i>Boundary Conditions</i>	35

3.2.4. <i>Turbulence Model</i>	36
3.2.5. <i>Solution Method</i>	36
3.2.6. <i>Residual Monitor</i>	36
3.2.7. <i>Time-step Size</i>	36
3.2.8. <i>Grid Independency Test</i>	37
3.2.9. Komparasi Hasil Simulasi dengan Penelitian Terdahulu	38
3.3 Tahap <i>Post-Processing</i>	39
3.3.1. Penentuan Putaran Stabil Rotor Turbin	40
3.3.2. Prosedur Pengambilan dan Pengolahan Data Kuantitatif	41
3.3.3. Prosedur Pengambilan Data Kualitatif	41
3.4 Diagram Alir Penelitian	41
BAB 4. HASIL DAN PEMBAHASAN	44
4.1 Koefisien Torsi Poros Rotor	44
4.2 Koefisien Daya Turbin	47
4.3 Analisis Kontur dan Pola Aliran	48
4.3.1 Kontur Tekanan Dalam Medan Aliran	48
4.3.2 Kontur Kecepatan Relatif dan Struktur <i>Streamline</i>	54
4.3.3 Kontur Kecepatan Aliran dan <i>Wake</i> di Belakang Rotor	56
4.4 Analisis Karakteristik <i>Self-Starting</i> Rotor	60
4.4.1 Kontur Tekanan, Kecepatan, dan <i>Streamline</i> pada Kondisi Rotor Statis	61
BAB 5. KESIMPULAN DAN SARAN	68
5.1 Kesimpulan	68
5.2 Saran	68
DAFTAR PUSTAKA	69
BIODATA PENULIS	72

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Kapasitas Produksi Listrik dan Porsi Sumber EBT dalam Bauran Produksi Listrik Dunia	4
Gambar 2.2 Jumlah Publikasi Mengenai Beragam Tipe Turbin	5
Gambar 2.3 Turbin Darrieus <i>Curved Blade</i> dan <i>Straight Blade</i>	6
Gambar 2.4 Prinsip Kerja Turbin Darrieus	7
Gambar 2.5 Konsep Hidrodinamika Sudu Turbin Air Darrieus	7
Gambar 2.6 Nomenklatur <i>Airfoil</i> NACA	9
Gambar 2.7 Aliran <i>Viscous</i> yang Melalui <i>Airfoil</i>	10
Gambar 2.8 Skema Profil Kecepatan di Sekitar <i>Airfoil</i> tanpa <i>Blowing</i> (a) dan <i>Airfoil</i> dengan <i>Blowing</i> (b).....	10
Gambar 2.9 Mekanisme <i>Passive Variable Pitch</i>	11
Gambar 2.10 Grafik <i>CoP</i> Turbin Air sebagai Fungsi dari TSR.....	12
Gambar 2.11 <i>Rotating Domain</i> (a) dan <i>Stationary Domain</i> (b).....	15
Gambar 2.12 Grafik Performa Ekstraksi Daya VAWT pada Beragam <i>Fixed Pitch Angle</i> dan Kecepatan Udara <i>Freestream</i>	16
Gambar 2.13 Kontur <i>Vorticity</i> (a) dan Tekanan Statis (b) Turbin Tiga Sudu dengan Sudut $\beta = 0$ dan $\beta = -4^\circ$	17
Gambar 2.14 Grafik Kemampuan <i>Self-Starting</i> Rotor Turbin dengan $\beta = 0$ dan $\beta = -4^\circ$ pada Kecepatan Angin 9 dan 12 m/s.....	18
Gambar 2.15 Grafik Koefisien Momen (a) dan Sudut Serang (b) sebagai Fungsi Sudut Azimut	19
Gambar 2.16 Koefisien Daya (a) dan Torsi Rotor (b) Turbin Darrieus pada Beragam Nilai Sudut β	20
Gambar 2.17 Distribusi Koefisien Tekanan Statis pada Sudu dengan Sudut $\beta = -2^\circ, 0^\circ$, dan 2° di Beberapa Posisi Azimut.....	20
Gambar 2.18 Torsi Rotor Turbin pada Beragam Posisi Azimut	21
Gambar 2.19 Pengaruh TSR terhadap Torsi Rotor Turbin dengan $\beta = 2^\circ$ pada Beragam Posisi Azimut (atas) dan Koefisien Daya pada Beragam Sudut β (bawah)	22
Gambar 2.20 Kontur <i>Vorticity</i> di Sekitar Rotor	23
Gambar 2.21 Grafik Pengaruh Jarak x/D terhadap Peningkatan <i>CoP</i> pada Nilai TSR Awal.....	24
Gambar 2.22 Grafik Perbandingan Pengaruh Diameter <i>Flow Disturbance</i> dengan Jarak x/D pada TSR 0,17 dan 0,33.....	24
Gambar 2.23 Grafik Perbandingan Pengaruh Diameter <i>Flow Disturbance</i> dengan Jarak x/D pada TSR 1,43 dan 2,16.....	25
Gambar 2.24 Kontur Kecepatan Aliran di Sekitar Rotor Turbin Tanpa Penghalang dan dengan Penghalang....	25
Gambar 2.25 Kontur Tekanan di Sekitar Rotor Turbin Tanpa Penghalang dan dengan Penghalang.....	26
Gambar 3.1 Konsensus tanda positif dan negatif untuk sudut <i>pitch</i> β	29
Gambar 3.2 Geometri Rotor dengan $\beta = 0$ dan Ukuran <i>Rotating Domain</i>	30
Gambar 3.3 Ukuran Domain Statis	31
Gambar 3.4 <i>Mesh</i> di Dalam <i>Rotating Domain</i>	31
Gambar 3.5 <i>Mesh</i> pada Seluruh Domain	32
Gambar 3.6 <i>Boundary Conditions</i> di Dalam <i>Rotating Domain</i>	32
Gambar 3.7 <i>Boundary Conditions</i> pada Domain Statis	33

Gambar 3.8 Kecepatan Putaran Rotor pada Beberapa Nilai Kecepatan Aliran <i>Inlet</i>	34
Gambar 3.9 <i>Rotating Domain</i> dan Pembagian Zona Fluida di Dalamnya.....	35
Gambar 3.10 Hasil <i>Grid Independency Test</i>	38
Gambar 3.11 Komparasi <i>CoP</i> Hasil Simulasi dengan Penelitian Terdahulu	39
Gambar 3.12 C_M Hasil Simulasi di Putaran ke-7 hingga 12	40
Gambar 3.13 Koordinat Posisi Sudut Rotor Turbin	41
Gambar 3.14 Diagram Alir Penelitian Secara Umum.....	42
Gambar 3.15 Diagram Alir Proses Simulasi	43
Gambar 4.1 Grafik C_T Terhadap Posisi Sudut Azimut θ untuk $\lambda = 2,96$	44
Gambar 4.2 Grafik C_T Terhadap Posisi Sudut Azimut θ untuk $\lambda = 4,32$	45
Gambar 4.3 Grafik C_T yang Dihasilkan oleh Sudu 1 untuk $\lambda = 2,96$	46
Gambar 4.4 Grafik C_T yang Dihasilkan pada Sudut $\beta = -3^\circ$ dan $\beta = 0$ ($\lambda = 2,96$)	47
Gambar 4.5 Grafik <i>CoP</i> Turbin untuk Setiap Sudut β	47
Gambar 4.6 Grafik <i>CoP</i> Rotor Turbin dengan $\sigma = 0,45$	48
Gambar 4.7 Kontur Tekanan Statis di Sekitar Rotor Turbin pada $\theta = 0$	49
Gambar 4.8 Grafik c_p pada Sudu 1, Sudu 2, dan Sudu 3 untuk Posisi $\theta = 0$	50
Gambar 4.9 Kontur Tekanan Statis di Sekitar Rotor Turbin pada $\theta = 45^\circ$	51
Gambar 4.10 Grafik c_p pada Sudu 1, Sudu 2, dan Sudu 3 untuk Posisi $\theta = 45^\circ$	52
Gambar 4.11 Kontur Tekanan Statis di Sekitar Rotor Turbin pada $\theta = 105^\circ$	53
Gambar 4.12 Grafik c_p pada Sudu 1, Sudu 2, dan Sudu 3 untuk Posisi $\theta = 105^\circ$	54
Gambar 4.13 Kontur Kecepatan Relatif Aliran dan <i>Streamline</i> di Sekitar Sudu 1 ($\beta = 0$) pada Posisi $\theta = 0, 45^\circ$, dan 105°	54
Gambar 4.14 Kontur Kecepatan Relatif Aliran dan <i>Streamline</i> di Sekitar Sudu 1 ($\beta = -3^\circ$) pada Posisi $\theta = 0, 45^\circ$, dan 105°	55
Gambar 4.15 Kontur Kecepatan Pada <i>Wake Region</i> Akibat Rotor Turbin dengan $\beta = -3^\circ$ (atas) dan $\beta = 0$ (bawah) untuk $\lambda = 2,96$	57
Gambar 4.16 Kontur <i>Vorticity Magnitude</i> Aliran Pada <i>Wake Region</i> Akibat Rotor Turbin dengan $\beta = -3^\circ$ (atas) dan $\beta = 0$ (bawah) untuk $\lambda = 2,96$	58
Gambar 4.17 Kontur Kecepatan Pada <i>Wake Region</i> Akibat Rotor Turbin dengan $\beta = -3^\circ$ (atas) dan $\beta = 0$ (bawah) untuk $\lambda = 4,32$	59
Gambar 4.18 Grafik C_{Ts} Terhadap Posisi Sudut Azimut θ Awal untuk $\lambda = 2,96$	60
Gambar 4.19 Kontur Tekanan Statis di sekitar (a) Rotor dan (b) Sudu yang Diam ($\theta = 15^\circ$)	62
Gambar 4.20 Kontur <i>Velocity</i> dan <i>Streamline</i> di sekitar (a) Rotor dan (b) Sudu yang Diam pada posisi $\theta = 15^\circ$	63
Gambar 4.21 Kontur Tekanan Statis di sekitar (a) Rotor dan (b) Sudu yang Diam ($\theta = 105^\circ$).....	65
Gambar 4.22 Kontur <i>Velocity</i> dan <i>Streamline</i> di sekitar (a) Rotor dan (b) Sudu yang Diam pada posisi $\theta = 105^\circ$	66

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Rangkuman Tinjauan Pustaka Berdasarkan Penelitian Terdahulu	27
Tabel 3.1 Nilai <i>Pitch Angle</i> dan Kecepatan Aliran Air yang Digunakan	29
Tabel 3.2 <i>Boundary Conditions</i> pada Simulasi.....	33
Tabel 3.3 Pengaturan <i>Boundary Conditions</i> pada <i>Inlet</i> , <i>Outlet</i> , dan <i>Wall</i>	36
Tabel 3.4 Pengaturan pada <i>Solution Methods</i> di ANSYS Fluent 18.1.....	36
Tabel 3.5 Nilai C_T dan <i>Error</i> dalam <i>Grid Independency Test</i>	37
Tabel 3.6 Nilai C_M RMS dan <i>Error</i> untuk Periode Putaran ke-n.....	40
Tabel 4.1 Rata-rata C_T untuk Satu Putaran Rotor Turbin	45

DAFTAR SIMBOL

Simbol

A_r	: <i>Reference Area Rotor</i>
c	: <i>Panjang Chord Sudu</i>
CoP	: <i>Koefisien Daya</i>
c_p	: <i>Koefisien Tekanan Statis</i>
C_T	: <i>Koefisien Torsi</i>
C_{T_s}	: <i>Koefisien Torsi Statis</i>
D	: <i>Diameter Rotating Domain</i>
F_L	: <i>Gaya Angkat Sudu</i>
F_D	: <i>Gaya Hambat Sudu</i>
F_T	: <i>Gaya Tangensial</i>
F_N	: <i>Gaya Normal</i>
H	: <i>Panjang Span Sudu Rotor</i>
n	: <i>Frekuensi Putaran Rotor</i>
NTS	: <i>Jumlah Time Step</i>
p	: <i>Tekanan Statis</i>
R	: <i>Radius Rotor</i>
T	: <i>Torsi Rotor Turbin</i>
T_s	: <i>Torsi Statis Rotor</i>
TSS	: <i>Time Step Size</i>
U_∞	: <i>Freestream Velocity</i>
V	: <i>Kecepatan Tangensial Rotor</i>
W	: <i>Kecepatan Aliran Fluida Relatif terhadap Sudu Rotor</i>

Simbol Yunani

α	: <i>Sudut Serang</i>
β	: <i>Sudut Pitch Sudu Rotor</i>
θ	: <i>Sudut Azimut Rotor</i>
$\Delta\theta$: <i>Azimutal Increement</i>
λ	: <i>Tip Speed Rasio</i>
μ	: <i>Viskositas Absolut Fluida</i>
ρ	: <i>Massa Jenis Fluida</i>
σ	: <i>Solidity</i>
φ	: <i>Superposisi Sudut Serang dan Sudut Pitch</i>
Ω	: <i>Kecepatan Putar Rotor</i>

BAB 1. PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Kebutuhan akan penyediaan tenaga listrik meningkat drastis seiring dengan konsumsi yang masif di era digital dewasa ini. Berdasarkan data dari Kementerian ESDM, sampai dengan tahun 2018 kebutuhan tenaga listrik di Indonesia disokong oleh kapasitas pembangkit yang telah mencapai 64,5 GW atau naik sebesar 3% dibandingkan kapasitas tahun sebelumnya. Angka produksi listrik tahun 2018 mencapai 283,8 TWh dengan dominasi produksi pembangkit listrik berbahan bakar batu bara sebesar 56,4%, pembangkit listrik berbahan bakar gas sebesar 20,2% dan BBM sebesar 6,3%. Sementara itu sektor energi baru-terbarukan (EBT) dalam bauran energi listrik nasional hanya menyumbang 17,1% saja dari total produksi energi listrik. Porsi ini masih terbilang jauh dari target 23% porsi EBT dalam bauran energi nasional pada tahun 2025. Oleh karena itu, Indonesia dituntut untuk segera mempercepat riset dan pengembangan sektor EBT guna mengejar tercapainya target yang telah ditetapkan.

Dalam rangka membantu pencapaian target tersebut, PT ITS Tekno Sains menjalin kerja sama dengan PT Pembangkitan Jawa-Bali UP Paiton untuk melakukan riset pemanfaatan energi pada arus air di *outlet canal* PLTU Paiton dengan skema pembangkit listrik minihidro (PLTMH). Adapun proyek ini bertujuan untuk mengekstraksi energi arus air pada kanal keluaran kondensor yang mengarah ke laut menggunakan teknologi turbin Darrieus *Vertical Axis Hydrokinetic Turbine Straight Blade Cascaded* (VAHT-SBC). Beberapa alasan dipilihnya turbin hidrokinetik tipe Darrieus dibandingkan dengan jenis turbin air lainnya antara lain ialah karena turbin hidrokinetik hanya memerlukan energi kinetik aliran sungai, aliran arus pasang surut atau saluran air buatan manusia lainnya untuk menghasilkan tenaga listrik tanpa perlu menghambat atau mengalihkan aliran sumber daya air (Ladokun et al., 2018). Oleh karena itu, sistem hidrokinetik tidak memerlukan pembangunan reservoir (dam) dan juga mudah diangkut serta dipindahkan karena ukuran *plant* yang relatif kecil. Sistem hidrokinetik juga dapat dipasang di sepanjang tepi sungai, baik tambat ke struktur tetap atau pada ponton terapung. Dampak yang ditimbulkan dari pemasangan turbin hidrokinetik terhadap lingkungan juga rendah karena tidak memerlukan rekayasa jalur alami aliran yang dapat mengganggu ekosistem di sekitar kanal atau sungai (Ibrahim et al., 2021).

Sebagaimana *lift device* pada umumnya, performa turbin darrieus juga dipengaruhi oleh posisi relatif sudut serang *blade* terhadap aliran fluida. Sun et al (2021) melakukan simulasi numerik untuk meneliti pengaruh sudut *pitch* dan jumlah *blade* dari turbin angin Darrieus berprofil NACA 0018 terhadap perbaikan karakteristik putaran turbin. Didapatkan hasil bahwa nilai koefisien daya c_p maksimal diperoleh dari rotor dengan *pitch angle* $\beta = -4^\circ$ untuk konfigurasi lima maupun tiga *blade*. Namun demikian, perbaikan *self-starting* turbin pada kecepatan angin rendah ($U_\infty < 6 \text{ m/s}$) tidak begitu terpengaruh oleh *pitch angle* dan jumlah *blade*. Akan tetapi pada kecepatan angin tinggi ($U_\infty > 9 \text{ m/s}$), rotor dengan $\beta = -4^\circ$ memiliki kemampuan *self-start* yang lebih baik. (Sun et al., 2021).

Rezaeiha et al (2017) melakukan studi numerik mengenai pengaruh *pitch angle* dari *blade vertical axis wind turbine* (VAWT) pada gaya dan torsi yang dihasilkan VAWT menggunakan *computational fluid dynamics* (CFD). Dari nilai sudut $\beta = -7^\circ$ hingga $\beta = 3^\circ$, didapatkan bahwa turbin dengan $\beta = -2^\circ$ menghasilkan peningkatan performansi turbin sebesar 6,60% dibandingkan dengan $\beta = 0$. Perubahan *pitch angle* juga menghasilkan perubahan karakteristik beban dan torsi pada saat sudu berada di bagian *upstream* dan *downstream* dari turbin. Didapatkan bahwa fluktuasi torsi dan beban menjadi lebih halus pada sudut *pitch* negatif (Rezaeiha et al., 2017).

Nguyen et al. (2021) melakukan penelitian mengenai pengaruh *pitch angle* terhadap daya

dan aspek hidrokinetika dari *vertical axis hydrokinetics turbine* (VAHT). Penelitian dilakukan terhadap turbin dengan lima buah *blade* secara numerik melalui CFD dan divalidasi dengan eksperimen di sebuah sungai. Dari besar sudut $\beta = -5^\circ$ hingga $\beta = 5^\circ$, didapatkan peningkatan koefisien daya sebesar 2,3% pada *pitch angle* $\beta = 2^\circ$. Keselarasan data yang cukup baik diperoleh antara hasil simulasi dengan eksperimen lapangan. Fluktuasi gaya normal pada *blade* juga dapat diturunkan hingga 11% dengan *pitch angle* yang optimal (Nguyen et al., 2021).

Berdasarkan latar belakang ini, dilakukan penelitian tentang pengaruh *pitch angle* pada *blade* turbin darrieus *Vertical Axis Hydrokinetic Turbine Straight Bladed* (VAHT-SB) terhadap performansi daya yang dihasilkan serta karakteristik *self-start* dari turbin hidrokinetik sumbu vertikal. Pada penelitian ini, pengaruh dari *blade* turbin dengan *pitch angle* -3° , -1° , $+1^\circ$, $+3^\circ$ dan $+5^\circ$ akan dibandingkan dengan *blade* dengan *pitch angle* 0° melalui metode *sliding mesh* dalam simulasi numerik CFD. Melalui penelitian ini diharapkan akan diperoleh *pitch angle* yang optimal untuk digunakan pada turbin Darrieus VAHT-SB agar didapatkan performa dan karakteristik *self-start* yang lebih baik dibandingkan dengan turbin Darrieus dengan sudu rotor tanpa ofset *pitch angle*.

1.2 Perumusan Masalah

Hydropower merupakan salah satu sumber energi terbarukan yang dapat dimanfaatkan sebagai penghasil tenaga listrik dengan menggunakan turbin air. Salah satu jenis turbin air yang dapat digunakan adalah turbin Darrieus *Vertical Axis Hydrokinetic Turbine Straight Bladed* (VAHT-SB) dimana daya turbin dihasilkan oleh gaya hidrodinamis yang bekerja pada sudu-sudunya. Efisiensi daya yang dihasilkan oleh turbin Darrieus yang tergolong dalam *lift device* relatif lebih tinggi dibandingkan dengan turbin jenis Savonius yang tergolong dalam *drag device*. Namun demikian, karakteristik *self-starting* dari turbin Darrieus cenderung lebih buruk dibandingkan turbin Savonius dikarenakan torsi awal yang dihasilkan dari gaya angkat pada sudunya cenderung lebih kecil dibandingkan torsi awal akibat gaya *drag* yang terjadi pada turbin Savonius pada saat turbin belum berputar. Selain permasalahan mengenai karakteristik *self-starting* yang buruk, sudu turbin Darrieus VAHT-SB juga menghasilkan gaya angkat dengan fluktuasi yang cukup tinggi seiring dengan perubahan posisi azimutnya. Hal ini menyebabkan torsi yang dihasilkan juga berfluktuasi dan dapat menjadi permasalahan tersendiri terhadap struktur penopang turbin.

Salah satu parameter penting yang mempengaruhi gaya angkat dan gaya hambat pada sudu turbin dengan profil hidrofoil adalah sudut serang α . Pada hidrofoil statis, perubahan α akan menyebabkan konvergensi *streamline* di *leading edge* pada bagian *suction side* sehingga terjadi percepatan aliran dan mengakibatkan penurunan tekanan di daerah tersebut. Hal sebaliknya terjadi pada daerah *pressure side* dekat *leading edge* dimana aliran mengalami perlambatan sehingga tekanan meningkat. Perbedaan tekanan pada *suction* dan *pressure side* hidrofoil tersebut menyebabkan timbulnya gaya angkat. Namun demikian, peningkatan α juga meningkatkan *pressure drag* karena separasi terjadi lebih awal dan memperbesar daerah *wake* sehingga terjadi *stall* dan penurunan efisiensi hidrodinamika sudu (perbandingan gaya angkat dan gaya hambat pada hidrofoil).

Saat hidrofoil digunakan pada sudu turbin Darrieus, sudut serang berubah seiring dengan perubahan posisi azimut θ dan juga dengan ofset sudut *pitch* β pada sudu turbin. Sehingga dengan melakukan rekayasa terhadap sudut *pitch*, gaya-gaya hidrodinamis serta torsi yang dihasilkan oleh turbin juga bervariasi. Berdasarkan latar belakang dan permasalahan yang telah dijelaskan, maka pengaruh ofset sudut *pitch* terhadap performa dan karakteristik *self starting* turbin Darrieus menjadi topik utama yang akan diteliti pada penelitian ini. Adapun rumusan masalah yang dibahas antara lain adalah sebagai berikut:

1. Penambahan offset sudut *pitch* pada sudu turbin hidrokinetik Darrieus VAHT-SB diperkirakan akan berpengaruh terhadap peningkatan efisiensi turbin.
2. Penambahan offset sudut *pitch* pada sudu turbin hidrokinetik Darrieus VAHT-SB diperkirakan akan berpengaruh terhadap karakteristik *self-starting* turbin.
3. Penambahan offset sudut *pitch* pada sudu turbin hidrokinetik Darrieus VAHT-SB diperkirakan akan berpengaruh terhadap pola aliran air yang mengalir melalui sudu turbin hidrokinetik Darrieus.

Rumusan-rumusan masalah yang diangkat pada penelitian ini dipilih berdasarkan temuan-temuan penelitian terdahulu dimana efisiensi turbin Darrieus *straight bladed* memiliki nilai yang bervariasi pada perbedaan sudut *pitch*. Karakteristik *self-start* pada turbin angin Darrieus juga ditemukan membaik pada sudu rotor turbin dengan penambahan sudut *pitch* pada sudunya. Oleh karena itu, pada penelitian ini akan dilakukan simulasi numerik dengan metode *sliding mesh* untuk mengamati pengaruh sudut *pitch* pada sudu rotor turbin Darrieus terhadap efisiensi dan fase *starting* turbin. Meskipun demikian, metode *sliding mesh* merupakan sebuah alternatif dan kompromi dimana metode *Flow Driven Rotor* dengan *dynamic mesh 6-DOF Solver* di Ansys Fluent sebenarnya merupakan metode yang lebih baik dalam menyimulasikan fenomena *starting* rotor. Akan tetapi dengan mempertimbangkan *computational effort*, dipilih metode *sliding mesh* yang juga dapat menyajikan data dan fenomena fluida pada saat rotor berputar.

1.3 Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian ini adalah untuk:

1. Mengetahui pengaruh offset sudut *pitch* pada sudu turbin hidrokinetik Darrieus VAHT-SB dan laju aliran air terhadap efisiensi turbin.
2. Mengetahui pengaruh offset sudut *pitch* pada sudu turbin hidrokinetik Darrieus VAHT-SB dan laju aliran air terhadap karakteristik *self-starting* turbin.
3. Mengetahui karakteristik pola dan kontur aliran air yang mengalir melalui sudu-sudu turbin hidrokinetik Darrieus VAHT-SB akibat penambahan offset sudut *pitch*.
4. Mendapatkan nilai *sudut pitch* yang optimal untuk perbaikan performa dan karakteristik *self starting* turbin hidrokinetik Darrieus VAHT-SB.

1.4 Batasan Masalah

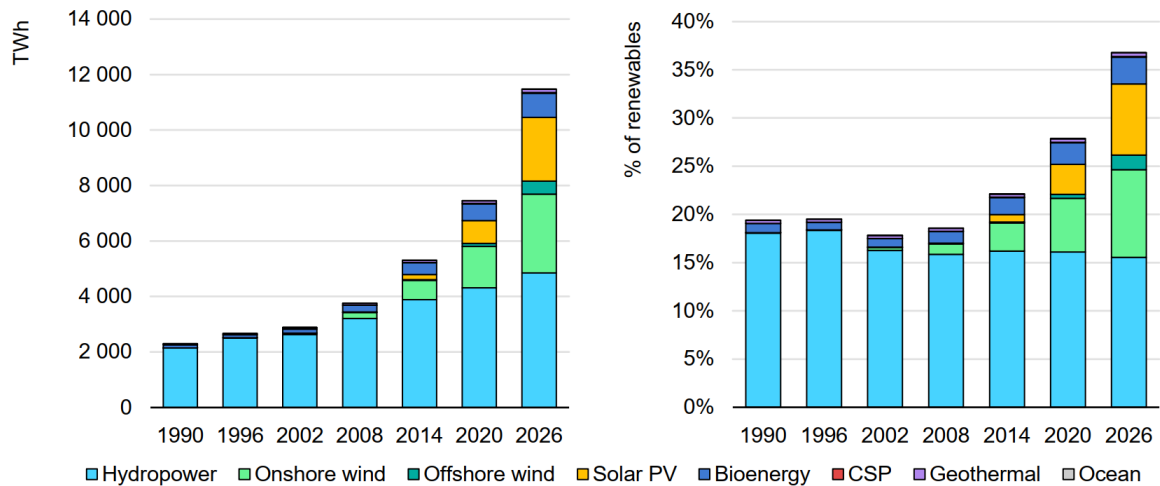
Batasan masalah yang terdapat pada penelitian ini, antara lain:

1. Studi numerik *transient* dilakukan pada penampang dua dimensi dengan *software* Ansys Fluent 18.1.
2. Gerakan rotor turbin diatur sebagai *mesh motion* dengan kecepatan putaran tertentu dalam model *sliding mesh* pada Ansys Fluent 18.1.
3. Aliran fluida *inlet* bersifat *uniform*, dan *incompressible*.
4. Pengamatan efisiensi turbin dilakukan pada periode putaran rotor yang sudah cukup stabil (*steady state*).
5. Pengamatan *starting* turbin dilakukan pada saat kondisi rotor diam (tepat akan bergerak)
6. Pengaruh poros dan penyangga turbin terhadap aspek hidrodinamika sudu diabaikan.

BAB 2. DASAR TEORI

2.1 Energi Arus Air Laut

Telah diketahui secara luas bahwa sebagian besar permukaan bumi tertutupi oleh perairan terutama lautan. Dengan luasnya wilayah perairan di muka bumi, potensial energi yang dapat dimanfaatkan juga luar biasa besar. Diperkirakan bahwa kapasitas global energi dari lautan pada 2014 mencapai 500 hingga 2750 MW (Melikoglu, 2018). Sementara itu, terlihat pada Gambar 2.1 *Internasional Energi Agency (IEA)* melaporkan bahwa produksi energi listrik dari *hydropower* mencapai lebih dari 4000 TWh pada tahun 2020 dan diperkirakan masih akan meningkat hingga tahun 2026 (Energy Agency, 2021).



Gambar 2.1 Kapasitas Produksi Listrik dan Porsi Sumber EBT dalam Bauran Produksi Listrik Dunia (Energy Agency, 2021).

Peningkatan kapasitas produksi listrik dari tenaga *hydropower* tidak lepas dari semakin banyaknya penelitian mengenai jenis tenaga baru terbarukan ini. Beberapa bentuk energi turunan dari *hydropower* yaitu energi gelombang laut, *tidal stream*, energi hidrokinetik aliran sungai, energi arus air laut, dan panas permukaan air laut. Di antara kelima jenis *hydropower* tersebut, energi hidrokinetik aliran kanal/sungai dan energi arus air laut merupakan bentuk energi yang banyak diteliti. Konversi energi hidrokinetik menjadi energi listrik sangat bergantung pada kecepatan aliran air U_{∞} , massa jenis ρ dan *reference area* A_r sebagaimana dirumuskan dalam persamaan 2.1 berikut:

$$P = \frac{1}{2} c_p \rho A_r U_{\infty}^3 \quad (2.1)$$

Tidak semua energi air dapat diekstrak oleh turbin. Beberapa energi hilang karena terjadinya disipasi energi. c_p merupakan koefisien daya total yang dapat diekstrak oleh turbin akibat adanya kerugian mekanis dari sistem. Untuk turbin arus air laut, nilai koefisien daya total ini pada praktiknya diperkirakan dapat mencapai 0,35 – 0,5 (Hassan et al., 2012). Selain itu, kecepatan aliran air juga berpengaruh terhadap daya keluaran yang dihasilkan. Di Indonesia, kecepatan aliran air laut bervariasi dari 0 – 1 m/s dan hanya terdapat beberapa daerah dengan kecepatan aliran mencapai 3 m/s (Purba et al., 2015).

2.2 Turbin Air Sumbu Vertikal

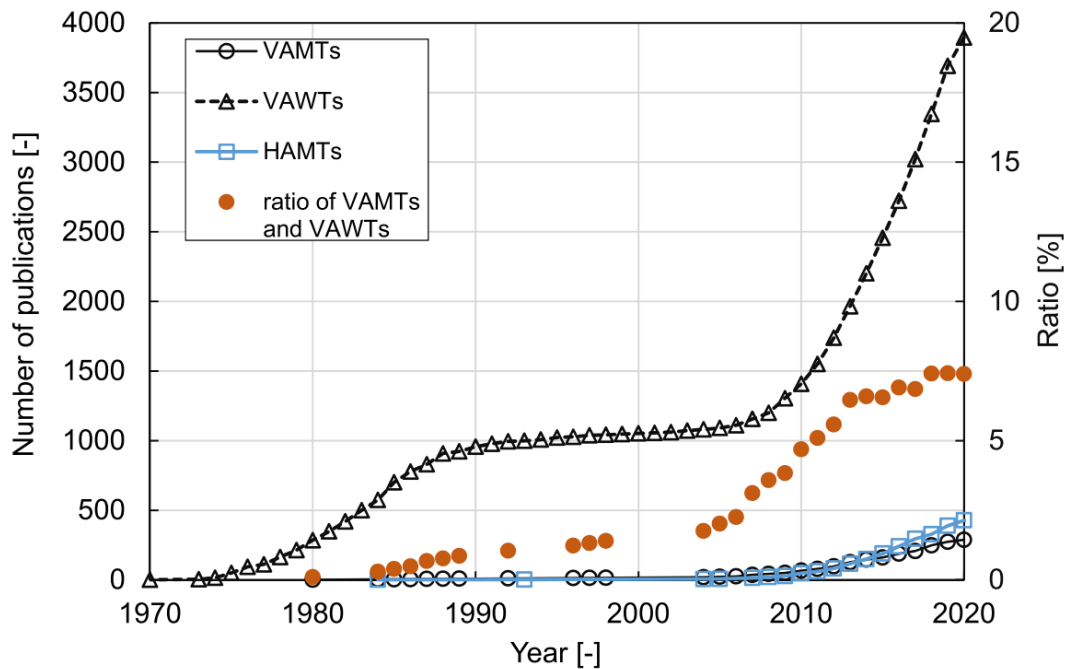
Salah satu upaya yang paling efektif dalam mengekstraksi energi arus air laut maupun energi hidrokinetik aliran sungai adalah dengan menggunakan turbin. Secara garis besar, turbin dibedakan dalam dua jenis yang berbeda yaitu *Horizontal Axis Turbine (HAT)* dan *Horizontal*

Axis Turbine (VAT). HAT memiliki sumbu rotasi yang paralel dengan arah datangnya arus air sehingga digunakan rotor tipe propeler untuk menangkap energi dari arus air. Sedangkan VAT memiliki sumbu rotasi yang tegak lurus dengan arah datangnya arus air. Tipe-tipe VAT dibedakan dari tipe rotornya.

Beberapa penelitian menyebutkan bahwa HAT memiliki efisiensi yang cenderung lebih besar dari VAT meskipun dua jenis turbin tersebut memiliki efektivitas yang baik dalam menangkap energi dari arus air. HAT mampu beroperasi ketika aliran memiliki kecepatan yang relatif besar dan hanya mampu mengekstraksi energi dari satu arah aliran. Oleh karena itu, HAT memerlukan mekanisme ekor yang digunakan untuk memutar rotor agar propeler mengarah pada arah datangnya aliran. HAT juga memerlukan mekanisme *yaw control* untuk mengurangi pengaruh anggukan turbin yang dapat menyebabkan kerusakan hingga kegagalan struktur.

Berbeda dengan HAT, VAT memiliki kemampuan ekstraksi energi yang tidak dibatasi oleh arah datangnya aliran. Karena VAT dapat mengekstrak energi aliran dari segala arah, maka VAT tidak memerlukan ekor dan juga tidak memerlukan *yaw control* (Ibrahim et al., 2021). Terdapat dua jenis VAT, yaitu VAT yang memanfaatkan gaya hambat untuk memutar rotor (*drag device*) dan VAT yang memanfaatkan gaya angkat untuk memutar rotor (*lift device*). Contoh VAT *drag device* adalah turbin *Savonius* dan contoh VAT *lift device* adalah turbin *Darrieus*.

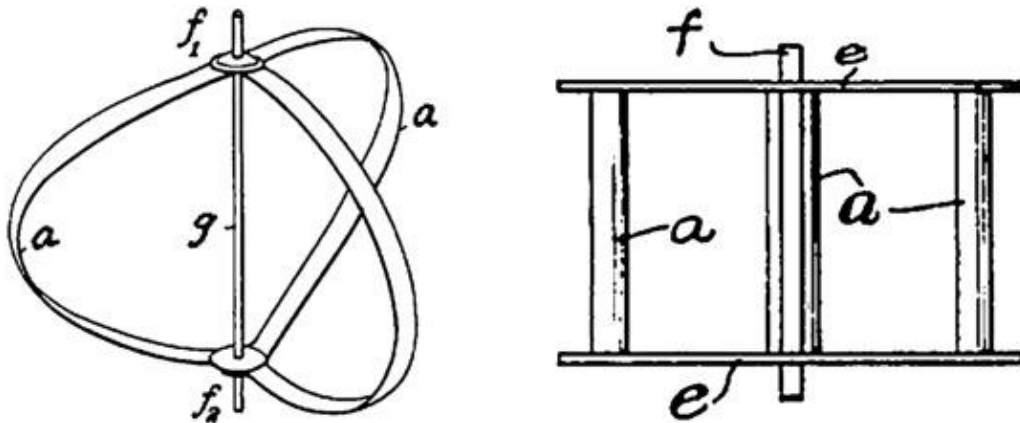
Dari beragam teknologi yang digunakan untuk memanen energi arus air laut, *horizontal axis marine current turbines* (HAMTs) merupakan jenis turbin yang lebih sering dikembangkan dan diaplikasikan untuk memperoleh kuantitas energi yang besar. Berbanding terbalik dengan itu, pengaplikasian *vertical axis marine current turbines* (VAMTs) untuk memanen energi arus air laut baru berada pada tahap pengembangan awal. Gambar 2.2 menunjukkan jumlah publikasi yang diambil berdasarkan pencarian *database* abstrak milik Elsevier di Scopus mengenai VAMTs dan beragam tipe turbin lainnya. Diperkirakan jumlah publikasi mengenai VAMTs hanya memiliki porsi 7% jika dibandingkan dengan *vertical axis wind turbines* (VAWTs), meskipun keduanya memiliki prinsip operasi yang sama (Nguyen et al., 2021).



Gambar 2.2 Jumlah Publikasi Mengenai Beragam Tipe Turbin (Nguyen et al., 2021).

2.2.1. Turbin Darrieus

Turbin Darrieus dipatenkan di Prancis pada tahun 1925 oleh seorang insinyur aeronotika bernama G.J.M. Darrieus. Pada saat itu, ia mematenkan dua konfigurasi turbin angin, yakni *curved* dan *straight bladed turbine*. Gambar 2.3 di bawah memperlihatkan kedua konfigurasi turbin yang dipatenkan oleh G.J.M. Darrieus. Pada perkembangan selanjutnya, dua konfigurasi tersebut berkembang dalam beberapa tipe seperti *egg-beater*, *phi-rotor*, *diamond rotor*, *delta-rotor*, *V-blade*, dan *H-blade*. Beberapa jenis ini pun masih memiliki turunan seperti turbin *Darrieus helical H-rotor*, *tilted H-rotor*, dan *articulating H-rotor*.

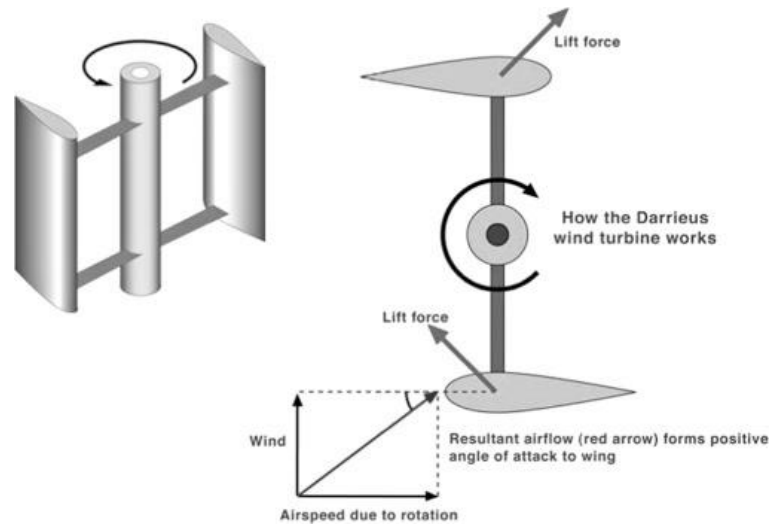


Gambar 2.3 Turbin Darrieus *Curved Blade* dan *Straight Blade* (Tjiu et al., 2015).

Pada awalnya, turbin Darrieus memang hanya digunakan sebagai upaya ekstraksi energi angin. Namun pada tahun 1995, Profesor A.M. Gorlov, seorang pakar *hydropower* dari Northeastern University mendapatkan hak paten atas turbin helical H-Darrieus yang digunakan sebagai turbin air. Prinsip kerja turbin angin Darrieus maupun turbin air adalah sama sebagaimana telah dijelaskan sebelumnya. Hanya saja konfigurasi turbin air helical H-Darrieus memiliki *solidity* σ yang lebih tinggi dibanding dengan turbin angin dengan konfigurasi yang sama. Hidrofoil yang digunakan pada sudu turbin air Gorlov relatif lebih panjang dan lebih tebal dibandingkan dengan airfoil sudu turbin angin helical H-Darrieus. Hal ini ditujukan untuk memperkuat struktur sudu akibat laju massa aliran yang tinggi. Sebagai akibatnya, putaran turbin air dengan konfigurasi helical H-Darrieus lebih rendah jika dibandingkan dengan laju putaran turbin angin. Namun demikian, kecepatan putaran yang rendah pada turbin arus air memberikan keuntungan berupa memperkecil kavitasi dan memperpanjang usia pakai dari turbin (Tjiu et al., 2015).

2.2.2. Prinsip Kerja Turbin Darrieus

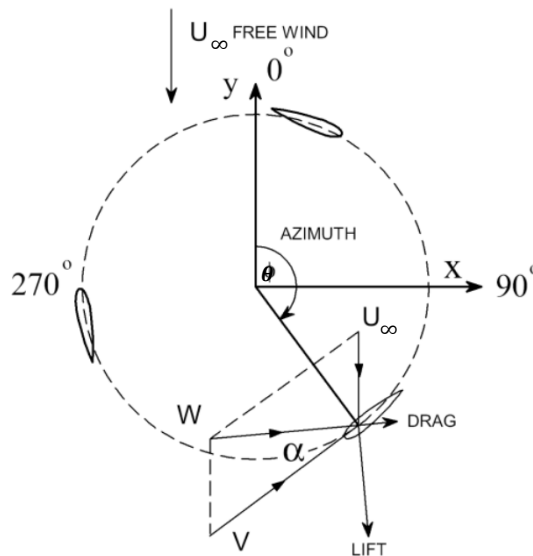
Prinsip kerja rotor Darrieus serupa dengan prinsip kerja sayap burung. Ketika rotor Darrieus berputar, airfoil bergerak dalam lintasan sirkular. Sehubungan dengan gerakan rotor ini, aliran udara yang datang menambah vektor kecepatan *freestream* U_∞ sehingga tercipta suatu nilai sudut serang α positif kecil yang bervariasi ke sudu. Hal ini menimbulkan gaya angkat yang mengarah miring ke depan sepanjang '*line-of-action*' tertentu. Dalam arah tangensial, gaya angkat ini menyebabkan munculnya torsi pada poros sebagaimana digambarkan dalam Gambar 2.4 di bawah.



Gambar 2.4 Prinsip Kerja Turbin Darrieus (Jin et al., 2015).

Pada Gambar 2.5 di bawah, dalam kondisi sesaat di posisi azimuth θ , U_∞ merupakan kecepatan aliran fluida bebas dan V merupakan kecepatan tangensial rotor. W yang dinotasikan sebagai resultan kecepatan relatif aliran fluida terhadap sudu dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$W = U_\infty - V \quad (2.2)$$



Gambar 2.5 Konsep Hidrodinamika Sudu Turbin Air Darrieus (Hantoro et al., 2011a).

Sudut serang α adalah sudut yang dihasilkan oleh vektor resultan kecepatan relatif aliran pada sudu W terhadap vektor kecepatan tangensial V . Sudut *pitch* β merupakan sudut yang dihasilkan oleh vektor kecepatan tangensial V sudu terhadap *chordline*. φ adalah sudut yang dibentuk oleh vektor resultan kecepatan relatif aliran pada sudu W terhadap *chordline* sudu, yang dapat dirumuskan melalui persamaan berikut:

$$\varphi = \alpha + \beta \quad (2.3)$$

p adalah tekanan yang bekerja pada permukaan sudu turbin yang menyebabkan turbin menghasilkan gaya angkat. Koefisien tekanan statis (c_p) dirumuskan sebagai berikut:

$$c_p = \frac{p - p_\infty}{0,5\rho U_\infty^2} \quad (2.4)$$

dimana ρ adalah massa jenis fluida yang mengalir. Jika gaya angkat dan gaya hambat masing-masing dinotasikan dengan F_L dan F_D , maka gaya tangensial F_T dan gaya normal (radial) F_N yang bekerja pada sudu turbin dirumuskan sebagai berikut:

$$F_T = F_L \sin \varphi - F_D \cos \varphi \quad (2.5)$$

$$F_N = F_L \cos \varphi + F_D \sin \varphi \quad (2.6)$$

Gaya tangensial sebagai fungsi sudut azimut $F_T(\theta)$ tersebut menghasilkan torsi T pada poros rotor Darrieus. Besar torsi yang dihasilkan oleh sebuah sudu rotor untuk satu putaran penuh turbin dirumuskan sebagai berikut:

$$T = \frac{R}{2\pi} \int_0^{2\pi} F_T(\theta) d\theta \quad (2.7)$$

Sementara itu, koefisien torsi C_T dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$C_T = \frac{T}{0,5\rho A_r U_\infty^2 R} \quad (2.8)$$

dimana R dinotasikan sebagai radius rotor dan A_r merupakan luas *reference area* rotor. Berdasarkan torsi yang dihasilkan pada poros rotor, koefisien daya rotor *CoP* dapat dirumuskan sebagai berikut:

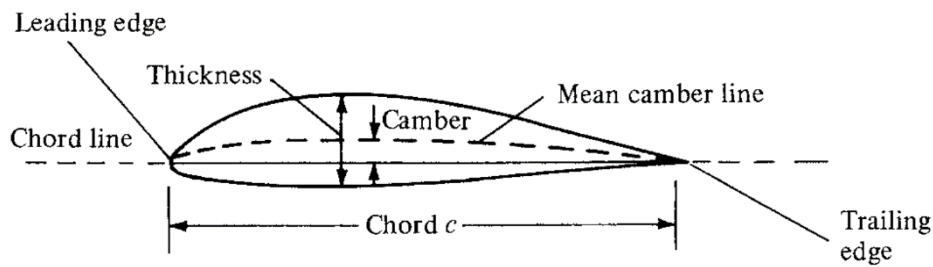
$$CoP = \frac{T\Omega}{0,5\rho A_r U_\infty^3} \quad (2.9)$$

dimana Ω adalah kecepatan putar rotor (Yang et al., 2018). Salah satu torsi yang berkaitan dengan mekanisme kerja turbin Darrieus terutama saat turbin akan mulai *starting* adalah torsi statis T_s yang diperoleh melalui pengukuran ketika rotor turbin dalam keadaan statis/diam (Taufiqurrahman, 2016).

2.2.3. Hidrofoil

Hidrofoil adalah sebuah *lifting surface* atau *foil* yang dialiri oleh air. Hidrofoil memiliki bentuk dan fungsi yang sama dengan *airfoil* yang digunakan pada pesawat terbang. Hal ini dikarenakan gerak benda di udara dan di air mengikuti hukum yang sama sampai kecepatannya mendekati kecepatan suara (Wegener, 1991). Sehingga dalam pembahasannya, hidrofoil disamakan dengan pembahasan *airfoil*. Gaya angkat pada *airfoil* terutama karena bentuk dan sudut serangnya.

Ketika diorientasikan pada sudut angkat yang sesuai, *airfoil* membelokkan aliran yang datang, menghasilkan gaya angkat dan hambat. Pembelokan aliran di sekitar *foil* ini menciptakan *streamline* melengkung yang menghasilkan tekanan yang lebih rendah di satu sisi dan tekanan yang lebih tinggi di sisi lain. Perbedaan tekanan ini disertai dengan perbedaan kecepatan. *Airfoil* dengan sudut serang positif membuat medan aliran di sekitar *airfoil* memiliki kecepatan rata-rata yang lebih tinggi di permukaan atas daripada di bawah sehingga terbentuk gaya angkat positif. Selain karena sudut serang, geometri *airfoil* juga berpengaruh terhadap fenomena aliran yang terjadi di sekitar *airfoil*. Gambar 2.6 di bawah menunjukkan bentuk dan nomenklatur dari sebuah *airfoil* yang dirumuskan oleh NACA. *Airfoil* NACA pada saat ini merupakan *airfoil* yang paling banyak diaplikasikan.



Gambar 2.6 Nomenklatur *Airfoil* NACA (Anderson, 2009).

Bagian paling belakang dari *airfoil* disebut *trailing edge*, sedangkan bagian paling depan dari *airfoil* disebut *leading edge*. Garis lurus yang menghubungkan *leading edge* dan *trailing edge* disebut *chord line*. Jarak antara *leading edge* dengan *trailing edge* adalah *chord c*. *Mean camber line* merupakan garis yang membagi *airfoil* menjadi dua bagian yang sama. Garis ini berada antara *upper surface* dan *lower surface*. Jarak maksimum antara *mean camber line* dengan *chord line* disebut *maximum camber*. Posisi *maximum camber* diukur dari *leading edge* dalam bentuk prosentase *chord*, dan jarak maksimum antara permukaan atas dan permukaan bawah *airfoil* yang juga diukur tegak lurus terhadap *chord line* adalah *maximum thickness*.

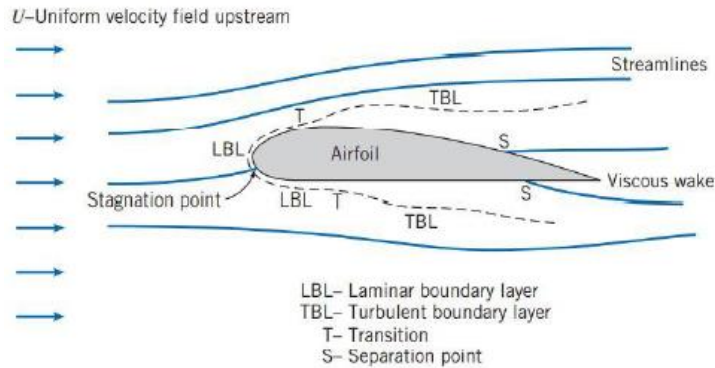
Bentuk *airfoil* NACA digambarkan menggunakan rangkaian angka yang mengikuti kata "NACA". Terdapat beberapa kategori seperti *four digit series*, *five digit series*, dan lain-lain. Adapun pada *four digit series* NACA, digit pertama menunjukkan besar *chamber* maksimum dalam persen dari *chord*; digit kedua, posisi *chamber* maksimum di sepersepuluh *chord* dari ujung depan; dan dua digit yang terakhir, ketebalan maksimum *airfoil* dalam persen dari *chord* (Jacobs et al., 1933). Sebagai contoh sebuah *airfoil* NACA 2315 memiliki *chamber* maksimum sebesar 2% dari panjang *chord* yang berlokasi pada jarak 30% panjang *chord* dari *leading edge*. Ketebalan maksimum NACA 2315 adalah 15% dari panjang *chord*. Sementara itu NACA 0016 merupakan *airfoil* simetris yang tidak memiliki *chamber* seperti pada *airfoil* lengkung dan hanya memiliki ketebalan sebesar 16% dari panjang *chord*.

2.2.4. Boundary Layer

Aliran fluida yang akan melewati sebuah *airfoil* memiliki profil kecepatan *uniform* sebelum mengenai bagian *leading edge*. Tepat saat aliran mengenai *leading edge*, aliran yang menabrak *leading edge* terhenti di sebuah titik yang disebut dengan *stagnation point*. Setelah melewati *leading edge*, pada permukaan *airfoil* terjadi tegangan geser yang menyebabkan perubahan profil kecepatan aliran dan pembentukan lapis batas (*boundary layer*). *Boundary layer* dibatasi oleh *boundary layer edge* yaitu batas pemisah antara daerah dengan profil kecepatan yang berbeda-beda pada arah normal permukaan dengan daerah berkecepatan *uniform*. Daerah di dalam *boundary layer* merupakan daerah dengan pengaruh tegangan geser yang kuat akibat pengaruh viskositas, sedangkan daerah di luar *boundary layer* adalah daerah dimana sudah tidak ada pengaruh viskositas yang menyebabkan terjadinya tegangan geser.

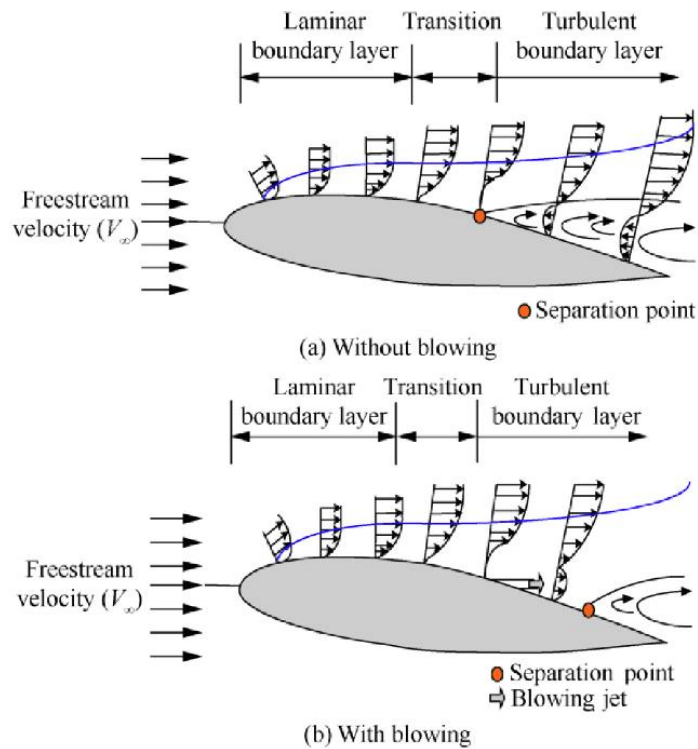
Gambar 2.7 memperlihatkan *streamline* dan *boundary layer edge* yang terbentuk pada aliran di sekitar *airfoil*. Setelah melewati *leading edge*, terbentuk *laminar boundary layer* yang tipis. Seiring dengan pergerakan aliran pada permukaan *airfoil*, bilangan reynold aliran meningkat dan aliran memasuki fase transisi dari laminar menjadi turbulen dan *transition boundary layer* yang terbentuk juga ikut menebal. Semakin jauh pergerakan aliran fluida, bilangan reynold aliran juga semakin meningkat dan intensitas turbulen semakin tinggi. Pada daerah ini, *turbulent boundary layer* terbentuk yaitu lapis batas yang lebih berkembang dengan ketebalan yang relatif lebih tebal dibandingkan *transition* dan *laminar boundary layer*. Hal ini dikarenakan pada *turbulent boundary layer*, terjadi pergerakan partikel secara acak dalam aliran

turbulen sehingga menyebabkan tumbukan antar partikel, pertukaran momentum, dan meningkatnya energi dalam aliran fluida tersebut (Anderson, 2009).



Gambar 2.7 Aliran *Viscous* yang Melalui *Airfoil* (Fox *et al.*, 2011)

Proses transisi menuju aliran *turbulent* terjadi pada jarak tertentu bergantung dengan kondisi *freestream*, kekasaran permukaan (*surface roughness*), dan *pressure gradient*. Pada daerah tertentu, tekanan mengalami peningkatan sesuai dengan arah dari aliran atau disebut kondisi *adverse pressure gradient*. Pada kondisi ini partikel fluida akan mengalami perlambatan. Apabila *adverse pressure gradient* yang terjadi cukup besar maka aliran partikel dapat terhenti. Apabila kondisi ini terjadi, partikel fluida akan terdorong menjauhi permukaan *airfoil* (fenomena *flow separation*) yang menciptakan ruang kosong untuk partikel lainnya, akibatnya terbentuk sebuah *wake* (Ritchard, 2010). Fenomena *flow separation* dapat “ditunda” dengan beberapa modifikasi *surface*. Sebagai contoh, Gambar 2.8 di bawah ini mengilustrasikan pergeseran titik separasi akibat penambahan *surface blowing* pada sebuah *airfoil*.

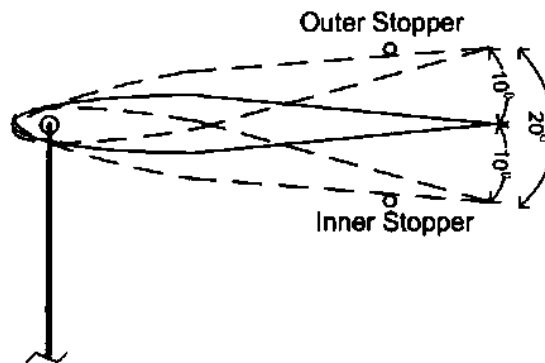


Gambar 2.8 Skema Profil Kecepatan di Sekitar *Airfoil* tanpa *Blowing* (a) dan *Airfoil* dengan *Blowing* (b) (Ganesh *et al.*, 2019).

2.2.5. Mekanisme *Pitch* Sudu Turbin

Kinerja turbin H-Darrieus dapat sangat meningkat dengan membiarkan sudu-sudu melakukan *pitch* secara siklis untuk menghindari *stall* dan mempertahankan sudut serang yang menguntungkan selama mungkin. Torsi yang dihasilkan oleh poros turbin Darrieus sebagaimana telah dijelaskan sebelumnya dipengaruhi oleh gaya tangensial yang dihasilkan oleh sudu-sudu turbin. Sudut φ , yaitu resultan sudut serang α dan sudut *pitch* β , merupakan salah satu variabel yang mempengaruhi gaya tangensial tersebut. Dengan besar sudut *pitch* β yang tepat, dapat diperoleh besar torsi yang optimal. Sudut *pitch* optimal merupakan fungsi dari posisi azimut dan *blade tip speed ratio*.

Mekanisme *variable pitch* terbagi dalam dua kategori. Salah satunya adalah *active pitching* atau *forced pitching*, yang berarti bahwa sudu dipaksa untuk melakukan *pitch* sesuai dengan interval waktu yang telah ditentukan. Kategori lainnya adalah mekanisme *passive pitching*, atau disebut *self-acting pitching*, yang berarti sudu memiliki *pitch angle* yang berubah-ubah akibat interaksi natural antara gaya dinamis fluida, gaya inersia, dan *momen stabilizer*. Mekanisme *passive pitching* membutuhkan lebih sedikit komponen mekanis (Chen et al., 2018).



Gambar 2.9 Mekanisme *Passive Variable Pitch* (Hantoro et al., 2011b).

Pada sudu dengan mekanisme *passive variable pitch* seperti Gambar 2.9, *foil* memiliki kebebasan untuk bergerak dalam interval sudut tertentu akibat interaksi antara permukaan foil dengan aliran air. Sementara itu pada sudu dengan mekanisme *fixed pitch angle*, sudut *pitch* pada sudu dikondisikan untuk tidak dapat bergerak. Turbin dengan sudu *fixed pitch* memiliki beberapa keunggulan yaitu mudah untuk diterapkan dan perawatan sudu yang tidak rumit. Namun kekurangan dari turbin dengan mekanisme *fixed pitch* adalah *self-starting* turbin yang berat. Hal ini dikarenakan bahwa pada fase awal terdapat sudu yang memiliki permukaan yang luas yang dapat menghilangkan gaya angkat yang dapat menurunkan efisiensi dan menimbulkan keadaan *fatigue*.

2.2.6. Tahap *Self-Starting* Turbin

Terdapat beberapa definisi mengenai *self-starting* dari sebuah turbin. Salah satu definisi menurut Kirke adalah bahwa turbin dianggap mampu *self-starting* jika dapat berakselerasi dari keadaan diam ke titik dimana turbin menghasilkan daya yang signifikan (Kirke, 1998). Namun, istilah "daya yang signifikan" belum didefinisikan secara jelas. Sebagai alternatif, definisi dari *starting* dapat melibatkan percepatan putaran rotor dari kondisi diam ke titik dimana $TSR > 1$, yang mensyaratkan sudu untuk dapat menghasilkan gaya angkat. *Self-starting* dianggap berhasil ketika rotor dapat berputar dari kondisi diam menuju kecepatan operasinya tanpa bantuan eksternal (Bos, 2012). Meskipun lebih tepat, definisi ini juga memiliki keterbatasan.

Titik dimana sudu mulai menghasilkan gaya angkat pada sebagian besar putarannya tidak menjamin bahwa rotor akan terus berakselerasi. Sehingga turbin dianggap *self-starting* hanya jika turbin dapat berakselerasi dari diam ke TSR dimana gaya dorong terus menerus

dihasilkan oleh sudu-sudu rotor (Worasinchai et al., 2016). Dalam referensi lain disebutkan bahwa turbin dianggap dapat melakukan *self-starting* jika memenuhi kondisi berikut: “Turbin dapat berakselerasi dari keadaan diam ke TSR akhir untuk menghasilkan *output* dorong kontinu, yang merupakan keseimbangan titik dimana torsi dinamis dan resistif fluida bernilai setara” (Liu et al., 2016).

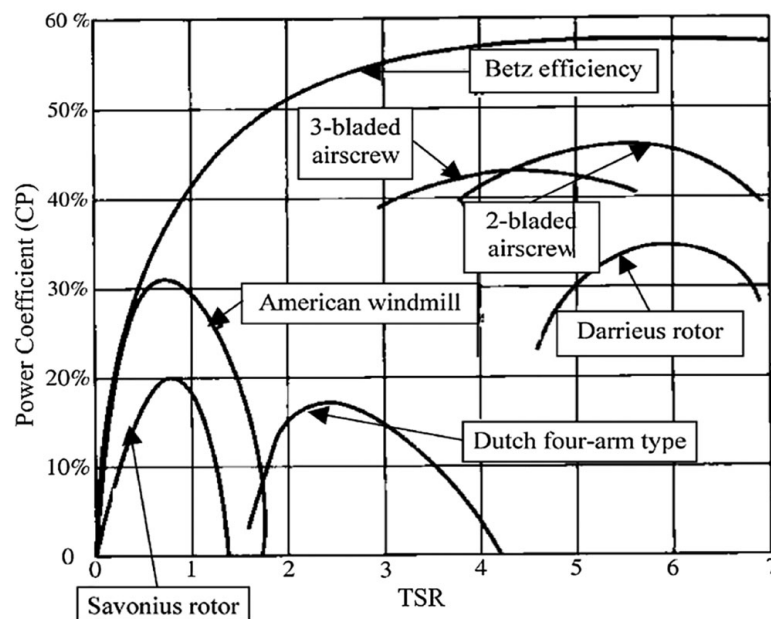
Dari beragam definisi mengenai fase *starting* turbin Darrieus, karakteristik *self-starting* turbin erat berkaitan dengan daya dan torsi awal yang dihasilkan turbin untuk memutar rotornya. Oleh karena itu, kemampuan *self starting* turbin Darrieus yang baik dapat ditentukan oleh nilai *static torque coefficient* C_{TS} yang bernilai positif pada sebagian besar posisi azimuth. Jika tidak ada nilai negatif, maka rotor dapat menangkap energi aliran fluida terlepas dari posisi azimuth sudu-sudunya. Namun demikian, nilai C_{TS} negatif menunjukkan bahwa turbin tidak memiliki kemampuan *self starting* pada posisi sudut tersebut sehingga turbin tetap membutuhkan torsi eksternal untuk berputar.

2.2.7. Tip Speed Ratio

Turbin sumbu vertikal pada umumnya adalah turbin yang memiliki efisiensi yang baik ketika berada pada *Tip Speed Ratio* (TSR) rendah. Nilai TSR adalah perbandingan antara kecepatan tangensial di ujung rotor terhadap kecepatan fluida yang mengalir turbin tersebut. Bila Ω dinotasikan sebagai kecepatan angular poros turbin dan R sebagai jari-jari rotor, maka nilai TSR dinotasikan sebagai λ dan dirumuskan sebagai berikut:

$$\lambda = \frac{\Omega R}{U_{\infty}} \quad (2.10)$$

Dengan mengetahui nilai TSR, maka dapat diketahui performa dari suatu turbin. Performa tersebut menyangkut seberapa besar torsi yang dihasilkan untuk kecepatan aliran tertentu maupun penelitian mengenai kemampuan *self-starting*. Selain itu, suatu jenis turbin tidak serta merta dapat bekerja maksimal pada setiap TSR yang tinggi. Pada satu titik TSR tertentu, suatu turbin dapat mengekstraksi energi secara maksimal. Namun ada juga titik TSR tertentu dimana ekstraksi energi sangat rendah bahkan tidak dapat dilakukan sama sekali. Gambar 2.10 di bawah ini menunjukkan kurva karakteristik setiap jenis rotor pada TSR yang berbeda-beda.



Gambar 2.10 Grafik *CoP* Turbin Air sebagai Fungsi dari TSR (Saini & Saini, 2019).

2.3 Computational Fluid Dynamics

Proses penyelesaian persamaan-persamaan matematis kompleks dari aliran fluida yang hanya bisa diselesaikan secara numerik dewasa ini terbantu dengan majunya teknologi pemrosesan data. Salah satu persamaan matematis kompleks ini adalah persamaan *navier-stokes*. Metode *computational fluid dynamics* (CFD) merupakan salah satu contoh pemanfaatan teknologi komputasi modern untuk menyimulasikan fenomena aliran fluida yang cukup banyak digunakan. Penggunaan CFD sangat membantu para peneliti terutama dalam analisa aliran di geometri yang kompleks dan pola aliran untuk model pada komputer digital hingga simulasi persamaan gerak fluida. Dalam CFD, wilayah aliran yang dibagi dalam elemen *grid* dan *node* diselesaikan dengan menggunakan aljabar linear untuk menyimulasikan aliran fluida dan menyelesaikan persamaan diferensial parsial aliran. Dimensi dari medan aliran yang akan disimulasikan tentu mempengaruhi kompleksitas model. Sebagai contoh, jumlah elemen *grid* dan *node* pada simulasi aliran dua dimensi tentunya lebih sedikit dan lebih sederhana dibandingkan aliran tiga dimensi yang kompleks (White, 2016).

CFD umum digunakan untuk keperluan studi dan praktik profesional. Salah satu alasan maraknya penggunaan CFD dewasa ini adalah karena permasalahan eksperimen dapat diselesaikan dengan program CFD komersial sehingga risiko dan ongkos dapat diminimalkan. CFD merupakan seperangkat *software* yang memungkinkan seorang insinyur untuk membangun geometri dan kondisi batas dalam menyimulasikan masalah aliran tertentu. Geometri wilayah aliran dibangun dan dipecah menjadi *grid* wilayah yang lebih kecil untuk kemudian diselesaikan sehingga menghasilkan informasi aliran di tiap *node* dalam elemen *grid*. Meski CFD menawarkan banyak kemudahan, namun pengguna juga dituntut untuk dapat menjamin keakuratan pada model yang dibangun. Hal ini dikarenakan CFD hanya sebuah alat pembantu yang tetap memerlukan pemikiran, analisis, dan perhatian khusus dari pengguna dalam mempersiapkan perhitungan. Konvergensi dan akurasi dari simulasi merupakan masalah yang harus dihadapi pengguna dalam menyelesaikan model aliran. Oleh karenanya, diperlukan keterampilan dan pengalaman dalam menggunakan *software* CFD (White, 2016).

Proses komputasi dimulai dari proses persiapan (*pre-processing*). Tahapan ini adalah tahapan *set-up* simulasi dengan membangun model yang akan disimulasikan dan membagi domain penyelesaian menjadi elemen-elemen kecil. *Grid* atau elemen-elemen kecil ini pada umumnya dibagi menjadi dua tipe: *structured* dan *unstructured grid* yang keduanya memiliki keunggulan dan kekurangan masing-masing. *Structured grid* relatif memberikan kualitas *mesh* yang lebih baik sehingga simulasi yang dihasilkan relatif lebih akurat. Namun demikian, pengguna dituntut untuk lebih cermat dalam melakukan proses *meshing* dengan model *grid* yang terstruktur. Hal ini dikarenakan *grid* terstruktur harus dibuat dengan mendistribusikan *grid* bersama kurva batas. Prosedur umum yang digunakan adalah dengan mengatur kerapatan *node* pada tiap kurva. Kurva dengan kelengkungan tinggi memiliki kerapatan yang lebih tinggi begitu pula sebaliknya. Dengan pendistribusian *node* di kurva-kurva batas, *surface grid* dapat dibangun dan begitu juga dengan *grid* volume. Dengan demikian dalam proses CFD, masalah yang umum terjadi adalah ketrampilan dalam memecah *grid* dalam domain aliran berdasarkan batas diskritisasi (Blazek, 2015). Selain masalah dalam pengaturan *grid*, hambatan lain yang umum ditemukan adalah kurangnya kualitas data yang diimpor dari perangkat lunak desain (CAD *Software*) ke dalam *software meshing*. Proses impor model CAD dengan format standar IGES sering memunculkan *error* dan juga representasi geometri yang tidak akurat di dalam program *meshing*. Permasalahan-permasalahan tersebut perlu untuk diselesaikan terlebih dahulu sebelum proses diskritisasi dilakukan.

2.3.1. Model Sliding Mesh

Model *sliding mesh* merupakan kasus khusus dari bentuk umum model *dynamic mesh motion* dimana nodal-nodal pada *grid* bergerak secara rigid di dalam *dynamic mesh zone*. Setiap

cell zone yang bersinggungan saling terhubung melalui *interface* non-konformal yang akan merefleksikan posisi baru dari setiap zona seiring dengan *update* dari gerakan mesh. Agar fluida dapat mengalir melalui satu zona menuju zona yang berbeda, perlu dilakukan pengaturan *mesh motion* yang tepat sehingga kedua zona tetap memiliki kontak di batas *interface*.

Jika dilihat dari persamaan pembangunnya, persamaan transpor momentum untuk model *dynamic mesh* hanya sedikit dimodifikasi pada ruas konveksi, yakni:

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \phi dV + \int_{\partial V} \rho \phi (\bar{u} - \bar{u}_g) \cdot d\bar{A} = \int_{\partial V} \Gamma \nabla \phi \cdot d\bar{A} + \int_V S_\phi dV \quad (2.11)$$

dimana,

ρ merupakan massa jenis fluida,

\bar{u} merupakan vektor kecepatan aliran,

\bar{u}_g merupakan kecepatan *moving mesh*,

Γ merupakan koefisien difusi,

S_ϕ merupakan *source term* dari variabel ϕ .

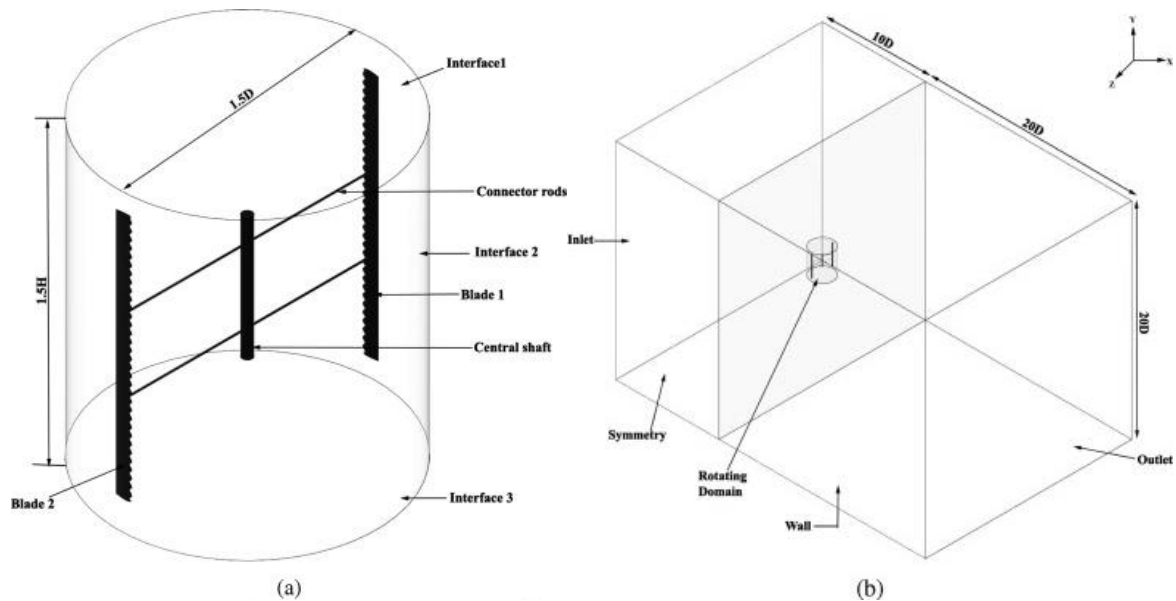
∂V digunakan sebagai representasi dari batasan control volume V dimana dalam *sliding mesh*, gerakan *mesh motion* merupakan gerakan rigid sehingga setiap sel tetap berada pada bentuk asalnya dan tidak ada perubahan volume sel ($V^{n+1} = V^n$).

Sementara itu dengan pendekatan *first order backward difference formula* dan tetapnya volume tiap sel dalam *mesh* seiring waktu aliran, bentuk derivatif waktu dalam persamaan pembangun di atas dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \phi dV = \frac{[(\rho \phi)^{n+1} - (\rho \phi)^n]V}{\Delta t} \quad (2.12)$$

Persamaan (2.11) beserta dengan pendekatan di persamaan (2.12) memungkinkan aliran dalam zona *moving mesh* ter-*update* selama gerakan rigid *mesh* terdefinisi dengan baik di setiap zona. Karena *mesh* pada model *sliding mesh* bergerak, persamaan aliran diselesaikan secara *unsteady* (ANSYS Inc., 2013).

Pada simulasi turbin sumbu vertikal (VAT), model *sliding mesh* umum digunakan dengan memisahkan zona fluida di sekitar rotor dan zona fluida yang jauh dari rotor seperti pada Gambar 2.11. Dalam gambar tersebut, *rotating domain* dan *stationary domain* terpisah oleh tiga *interface*. Zona fluida *rotating domain* untuk penelitian VAT diatur sebagai *mesh motion* dengan kecepatan putaran tertentu. Dibandingkan metode *Multiple Reference Frame*, model *sliding mesh* umumnya lebih dipilih karena dapat menyajikan fenomena *dynamic stall* pada sudu di rotor VAT dengan mengamati gaya dan torsi statis T_s yang bekerja pada sudu rotor VAT (Sridhar et al., 2022).



Gambar 2.11 *Rotating Domain* (a) dan *Stationary Domain* (b) (Sridhar et al., 2022).

2.3.2. Model Turbulensi SST

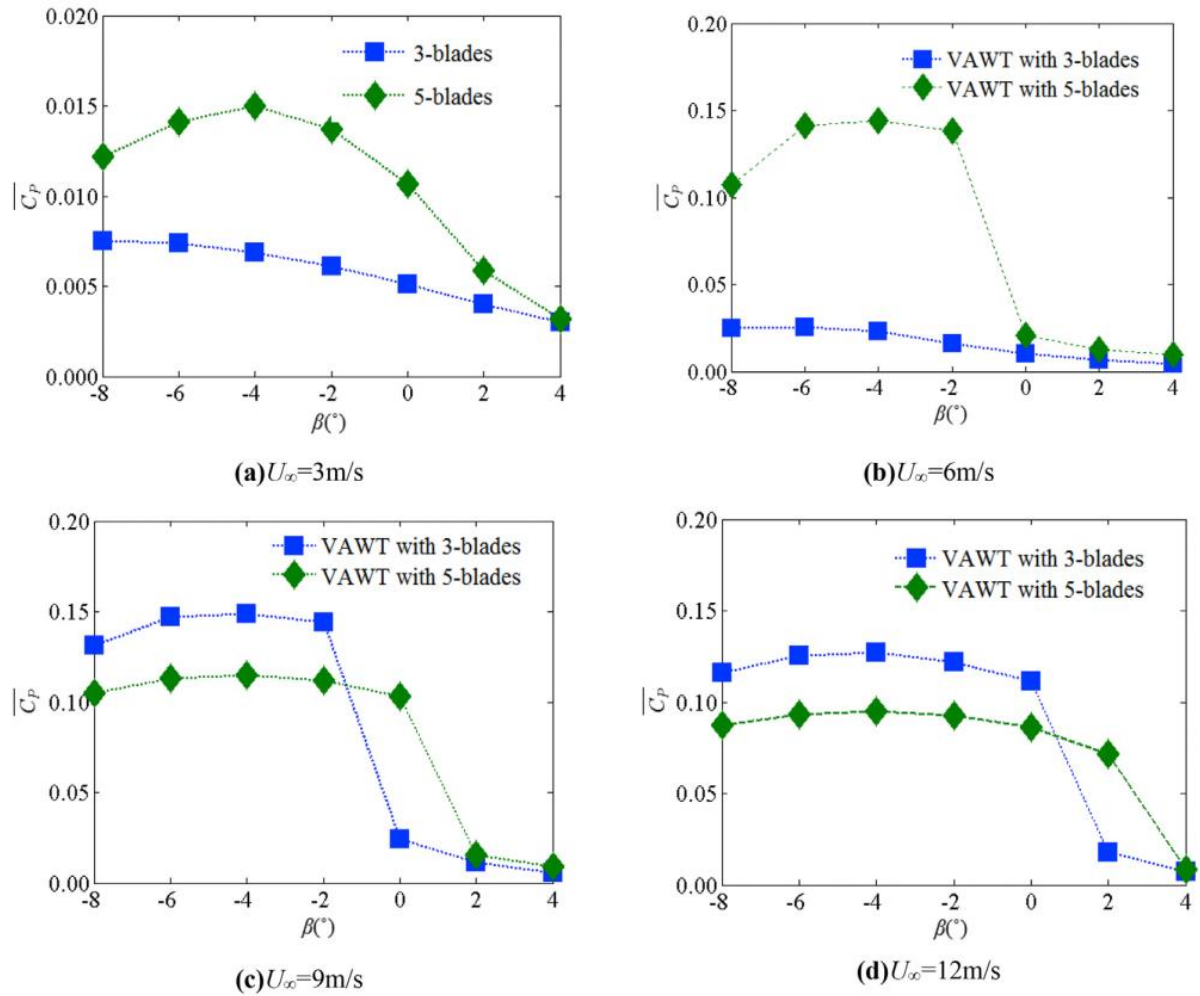
Pada proses komputasi fluida, salah satu parameter akurasi simulasi adalah pemilihan model fisik yang harus merepresentasikan fenomena dari aliran tersebut. Salah satu model fisik tersebut adalah turbulensi dari aliran yang disimulasikan. Beberapa model yang umum digunakan dalam *software* CFD adalah model turbulensi $k-\omega$ dan model $k-\varepsilon$. Model $k-\omega$ memiliki keakuratan lebih baik dari pada model $k-\varepsilon$, terutama untuk simulasi *near-wall* dan aliran dengan *adverse pressure gradient*. Namun model $k-\omega$ gagal dalam menyelesaikan kasus aliran dengan *pressure induced separation*. Sehubungan dengan diperlukannya peningkatan akurasi simulasi di bidang aeronautika dalam menyelesaikan permasalahan *adverse pressure gradient* dan separasi aliran, model turbulensi $k-\omega$ dikembangkan lagi dan salah satu bentuk pengembangannya adalah model turbulensi SST. Saat ini, model turbulensi SST tidak hanya digunakan dalam bidang aeronautika saja, namun mulai digunakan di bidang industri, komersil, hingga beberapa penelitian (Menter et al., 2003). Model turbulensi SST adalah penggabungan dari model $k-\omega$ dan model $k-\varepsilon$ dengan maksud untuk mendapatkan model yang optimal dari kelebihan masing-masing model tersebut dengan menghilangkan kelemahan-kelemahan dari masing-masing model. Model turbulensi SST diturunkan dari persamaan *eddy viscosity* (Menter et al., 2003).

2.4 Penelitian Terdahulu

2.4.1. *Rotation improvement of vertical axis wind turbine by offsetting pitching angles and changing blade numbers*

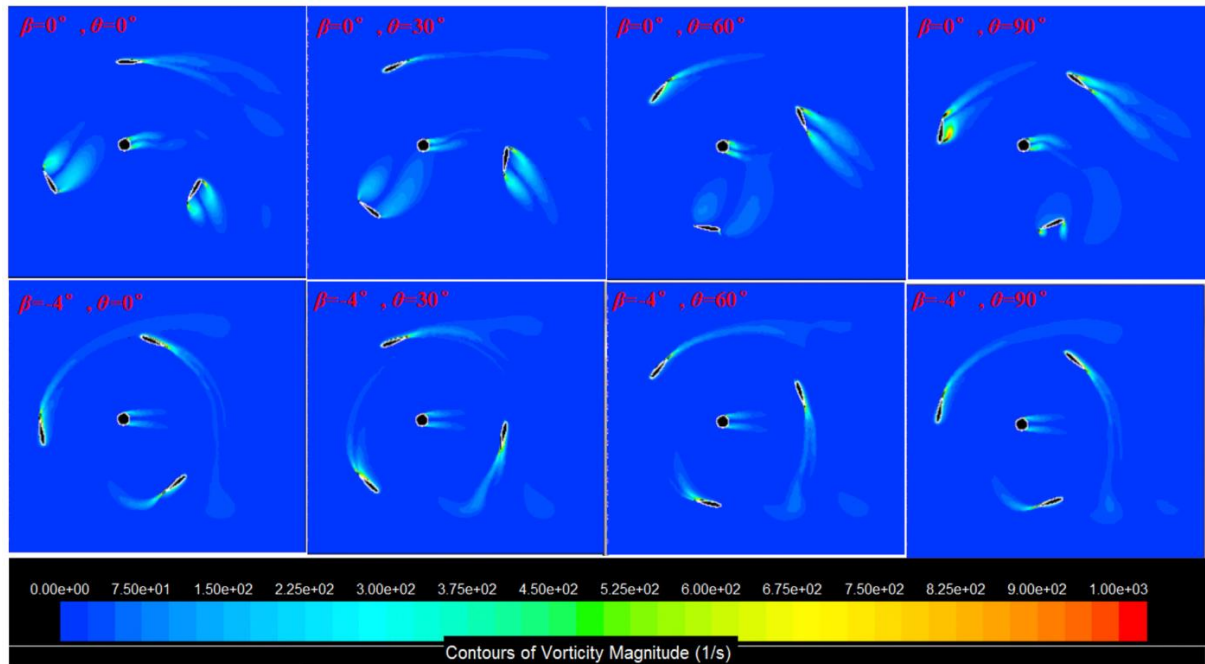
Penelitian mengenai pengaruh *pitch angle* dan jumlah sudu pada rotor Darrieus *vertical axis wind turbine* (VAWT) terhadap peningkatan performa ekstraksi daya dan juga kemampuan *self-starting* turbin telah dilakukan pada tahun 2021 oleh Sun et al. Penelitian dilakukan dengan menggunakan metode numerik pada dua rotor dengan jumlah sudu yang berbeda, yakni rotor dengan tiga dan lima buah sudu dan enam sudut *pitch* β , yakni rentang β dari -8° hingga 4° dengan interval setiap 2° . Masing-masing sudu memiliki profil *airfoil* NACA0018 dengan panjang *chord* $c = 0,15\text{ m}$ dan span 1 m . Radius dari rotor adalah $0,5\text{ m}$ dan massa masing-masing sudu adalah $0,17\text{ kg}$. Berbeda dengan pendekatan numerik konvensional, kecepatan putaran turbin diinduksi oleh torsi aerodinamis pada sudu di penelitian ini. Aliran di sekitar

turbin disimulasikan dengan *software* Fluent 6.3 pada nilai kecepatan angin yang diatur pada $U_\infty = 3, 6, 9,$ dan 12 m/s (Sun et al., 2021).

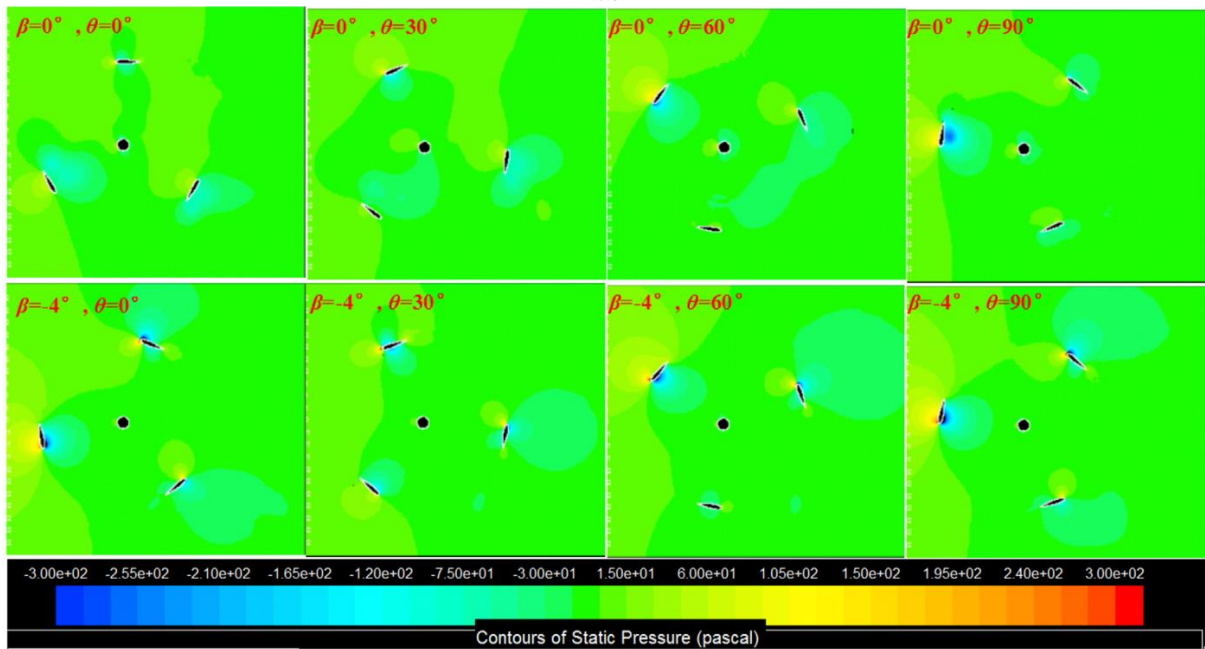


Gambar 2.12 Grafik Performa Ekstraksi Daya VAWT pada Beragam *Fixed Pitch Angle* dan Kecepatan Udara *Freestream* (Sun et al., 2021).

Gambar 2.12 menunjukkan bahwa pada semua nilai kecepatan udara *freestream* U_∞ , nilai koefisien daya rata-rata $\overline{C_oP}$ mengalami peningkatan pada nilai sudut *pitch* β negatif. Dibandingkan dengan sudut $\beta = 0$, nilai $\overline{C_oP}$ pada sudut $\beta = -4^\circ$ mencapai 5,89 kali lipat pada $U_\infty = 6 \text{ m/s}$ untuk turbin dengan lima sudu. Sementara untuk turbin dengan tiga sudu, kenaikan $\overline{C_oP}$ sebesar 5,14 kali lipat terjadi pada sudut β yang sama ketika $U_\infty = 9 \text{ m/s}$. Selain itu, jumlah sudu pada rotor memiliki pengaruh yang cukup signifikan terhadap $\overline{C_oP}$. Terlihat bahwa untuk nilai U_∞ yang rendah ($U_\infty = 3$ dan 6 m/s), $\overline{C_oP}$ turbin dengan lima sudu rata-rata memiliki nilai yang lebih besar dibandingkan dengan turbin tiga sudu. Hal sebaliknya terjadi untuk nilai U_∞ yang tinggi ($U_\infty = 9$ dan 12 m/s).



(a)



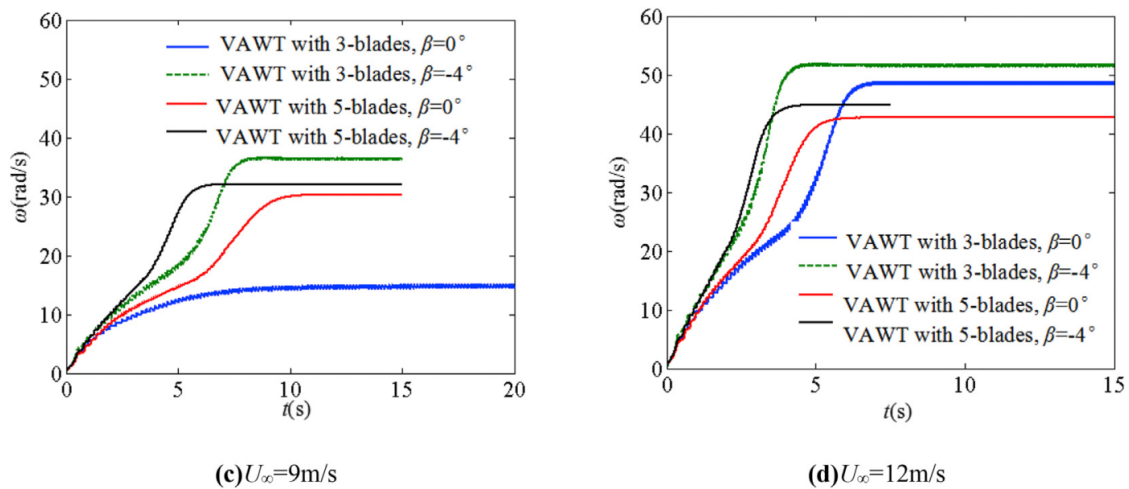
(b)

Gambar 2.13 Kontur *Vorticity* (a) dan Tekanan Statis (b) Turbin Tiga Sudu dengan Sudut $\beta = 0$ dan $\beta = -4^\circ$ (Sun et al., 2021).

Terlihat dalam Gambar 2.13 bahwa *fixed pitch angle* dapat mempengaruhi aliran di sekitar turbin secara signifikan. Pada Gambar 2.13 (a), terdapat *vortex* yang terpisah dari permukaan sudu di sekitar sudu turbin dengan $\beta = 0$ yang menghasilkan perbedaan tekanan yang lebih kecil antara permukaan tekanan dan permukaan *suction* sudu (seperti yang ditunjukkan pada baris pertama Gambar 2.13 (b)) dan menyebabkan gaya aerodinamis yang cenderung lebih kecil. Namun untuk turbin dengan $\beta = -4^\circ$, hampir untuk seluruh siklus rotasi, *vortex* yang dihasilkan melekat pada permukaan sudu sehingga dihasilkan perbedaan tekanan yang lebih besar antara permukaan tekanan dan permukaan *suction* sudu (seperti yang ditunjukkan pada baris gambar kedua) dan menghasilkan gaya aerodinamis yang lebih besar.

Dari analisis ini, dapat disimpulkan bahwa *fixed pitch angle* dapat menekan pemisahan *vortex* dari permukaan sudu yang menjadi alasan mengapa turbin dengan sudut *fixed pitch angle* negatif memiliki kinerja ekstraksi daya yang lebih baik.

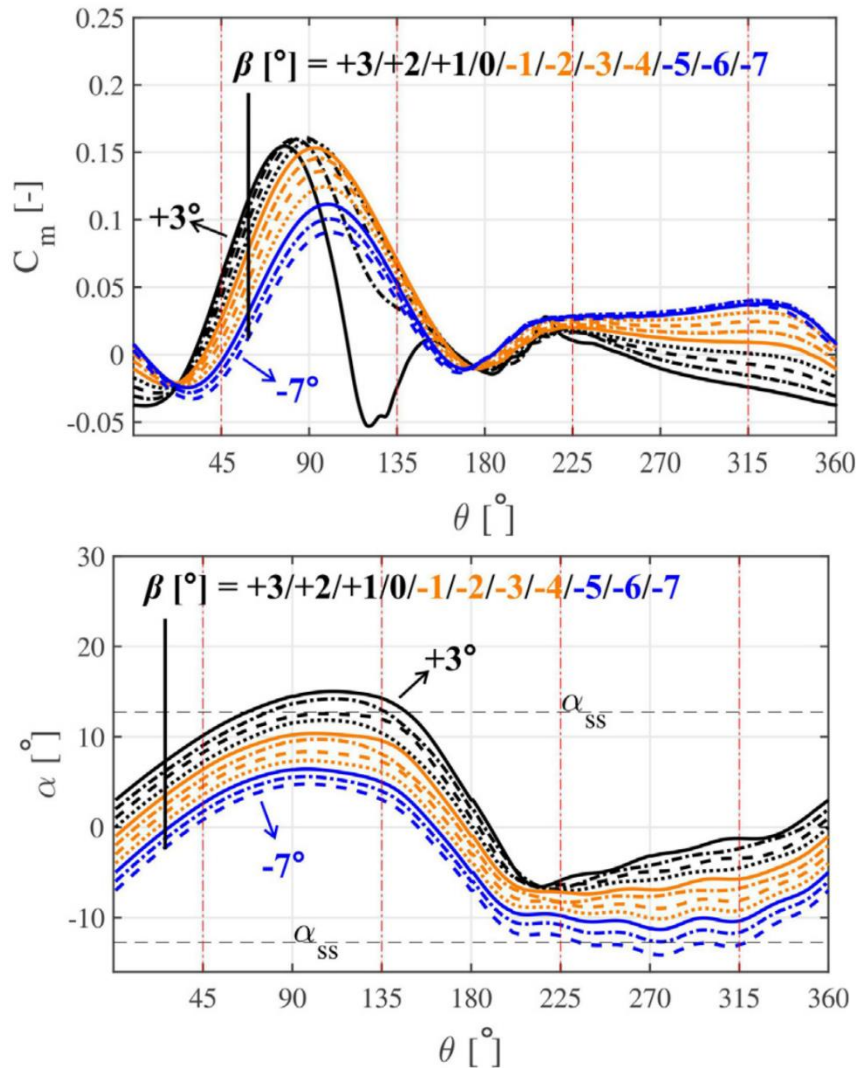
Sementara itu, dalam penelitian ini definisi mengenai *self starting* adalah kemampuan turbin untuk dapat mencapai kecepatan putaran pasif yang *steady* tanpa pengaruh eksternal. Sehingga *self-starting performance* dari sebuah turbin dapat dievaluasi berdasarkan waktu yang dibutuhkan oleh turbin untuk mencapai kondisi tersebut. Dari Gambar 2.14 di bawah, terlihat bahwa turbin dengan sudut $\beta = -4^\circ$ mampu mencapai kecepatan putaran pasif yang *steady* dalam waktu yang relatif lebih cepat dibandingkan dengan $\beta = 0$ pada kecepatan udara yang cukup tinggi ($U_\infty = 9$ dan 12 m/s). Sementara itu terlihat bahwa turbin dengan lima buah sudu memerlukan waktu *self-starting* yang lebih cepat dibandingkan dengan turbin tiga sudu (Sun et al., 2021).



Gambar 2.14 Grafik Kemampuan *Self-Starting* Rotor Turbin dengan $\beta = 0$ dan $\beta = -4^\circ$ pada Kecepatan Angin 9 dan 12 m/s (Sun et al., 2021).

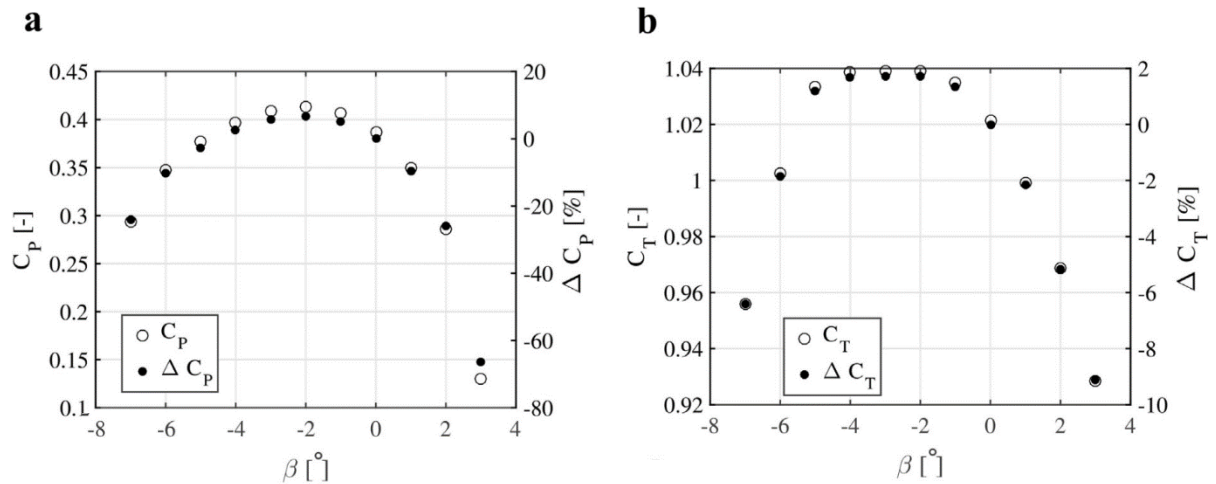
2.4.2. *Effect of pitch angle on power performance and aerodynamics of a vertical axis wind turbine*

Pengaruh *pitch angle* pada rotor *vertical axis wind turbine* (VAWT) terhadap performa daya dan aerodinamika sudu turbin telah dilakukan oleh Rezaeiha *et al.* Penelitian dilakukan dengan menggunakan metode numerik pada rotor dengan beberapa nilai sudut *pitch* β , yakni rentang β dari -7° hingga 3° dengan interval setiap 1° . Rotor yang digunakan memiliki diameter 1 m dengan tiga buah sudu berprofil *airfoil* NACA0015 dan rasio *chord/radius* $c/R = 0,115$ serta span 1 m. Laju aliran udara diatur pada kecepatan $U_\infty = 7 \text{ m/s}$ dengan kecepatan rotasi rotor $\Omega = 56 \text{ rad/s}$. Aliran di sekitar turbin disimulasikan dengan software ANSYS Fluent 16.1 dengan model persamaan *Unsteady Reynolds-Averaged Navier Stokes* (URANS) dan metode diskretisasi *SIMPLE pressure-velocity coupling* dan skema diskretisasi *second order upwind*. Model turbulensi SST digunakan dengan harapan agar didapatkan prediksi fenomena aliran pada *boundary layer* yang lebih baik. Dalam penelitian ini dibahas juga fenomena aerodinamika yang terjadi untuk *static airfoil* sebagai pembanding dengan hasil yang didapatkan pada *airfoil* sudu saat sedang berputar.



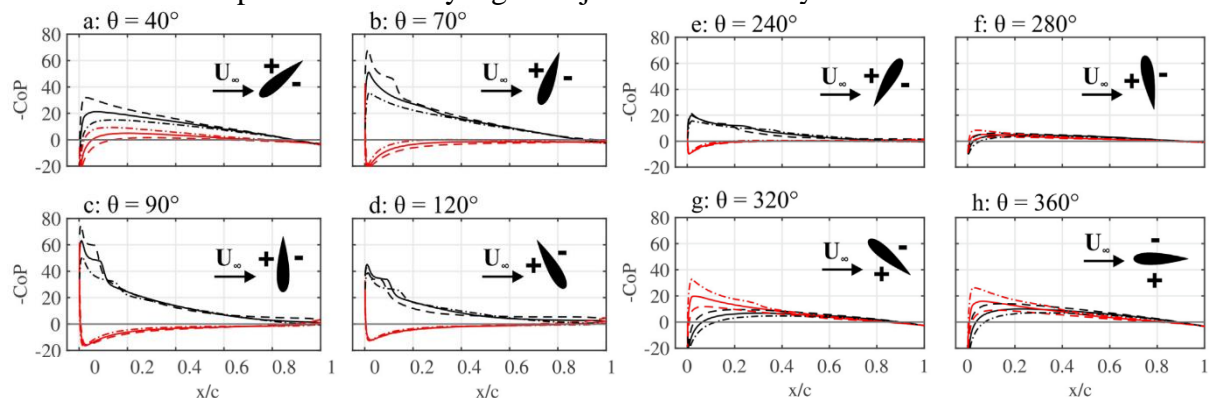
Gambar 2.15 Grafik Koefisien Momen (a) dan Sudut Serang (b) sebagai Fungsi Sudut Azimut (Rezaeiha et al., 2017)

Dilihat dari Gambar 2.15 (a) di atas, terlihat bahwa rotor dengan sudut β positif memberikan momen yang lebih besar dibanding sudut β positif hanya pada azimut $25^\circ \leq \theta \leq 90^\circ$ sementara sudut β negatif memberikan nilai torsi yang lebih baik di hampir seluruh nilai azimut, yakni $0 \leq \theta \leq 25^\circ$ dan $90^\circ \leq \theta \leq 360^\circ$. Pada sudut $\beta = 3^\circ$, koefisien momen mengalami *drop* pada posisi azimut $76^\circ \leq \theta \leq 121^\circ$ dikarenakan pada posisi tersebut, *pitch angle* $\beta = 3^\circ$ menyebabkan sudut serang yang terbentuk melebihi sudut *stall airfoil* sehingga sudu mengalami *stall* dan kehilangan daya. Pada azimut $90^\circ \leq \theta \leq 160^\circ$, sudut *pitch* $\beta = -2^\circ$ merupakan sudut yang ideal sementara sudut *pitch* $\beta = -6^\circ$ merupakan sudut yang ideal pada azimut $0^\circ \leq \theta \leq 25^\circ$ dan $160^\circ \leq \theta \leq 360^\circ$. Meskipun demikian, penambahan sudut β negatif melebihi -6° tidak memberi efek yang signifikan sebagaimana terlihat pada grafik bahwa koefisien momen yang dihasilkan oleh sudu dengan sudut $\beta = -6^\circ$ dan -7° hampir identik.



Gambar 2.16 Koefisien Daya (a) dan Torsi Rotor (b) Turbin Darrieus pada Beragam Nilai Sudut β (Rezaeiha et al., 2017).

Terlihat pada Gambar 2.16 bahwa sudut *pitch* $\beta = -2^\circ$ memberikan nilai koefisien daya yang lebih besar dibanding sudut *pitch* β lainnya dengan selisih koefisien daya C_oP (C_T) sebesar 6.6% (2%) lebih besar. Temuan ini dijelaskan lebih lanjut oleh Rezaeiha et al., (2017) melalui grafik distribusi koefisien tekanan statis c_p sepanjang sudu dengan sudut $\beta = -2^\circ, 0^\circ$ dan 2° pada sudut-sudut tertentu sebagaimana terlihat dalam Gambar 2.17. Posisi yang dipilih ditujukan untuk lebih menonjolkan efek sudut *pitch* pada c_p . Dibandingkan dengan *pitch* 0 (garis solid), sudut *pitch* $\beta = 2^\circ$ (dashed line) menghasilkan c_p yang lebih negatif pada sisi *suction* dan lebih positif pada sisi *pressure* sudu turbin saat sudu berada di bagian *upwind* ($\theta = 40^\circ, 70^\circ$ dan 90°). Tren yang sama diamati untuk $\beta = -2^\circ$ (garis dash-dot) pada saat turbin berada di bagian *downwind* dan *windward* ($\theta = 240^\circ, 280^\circ, 320^\circ$ dan 360°). Hal ini konsisten dengan koefisien momen pada sudu-sudu yang ditunjukkan sebelumnya.



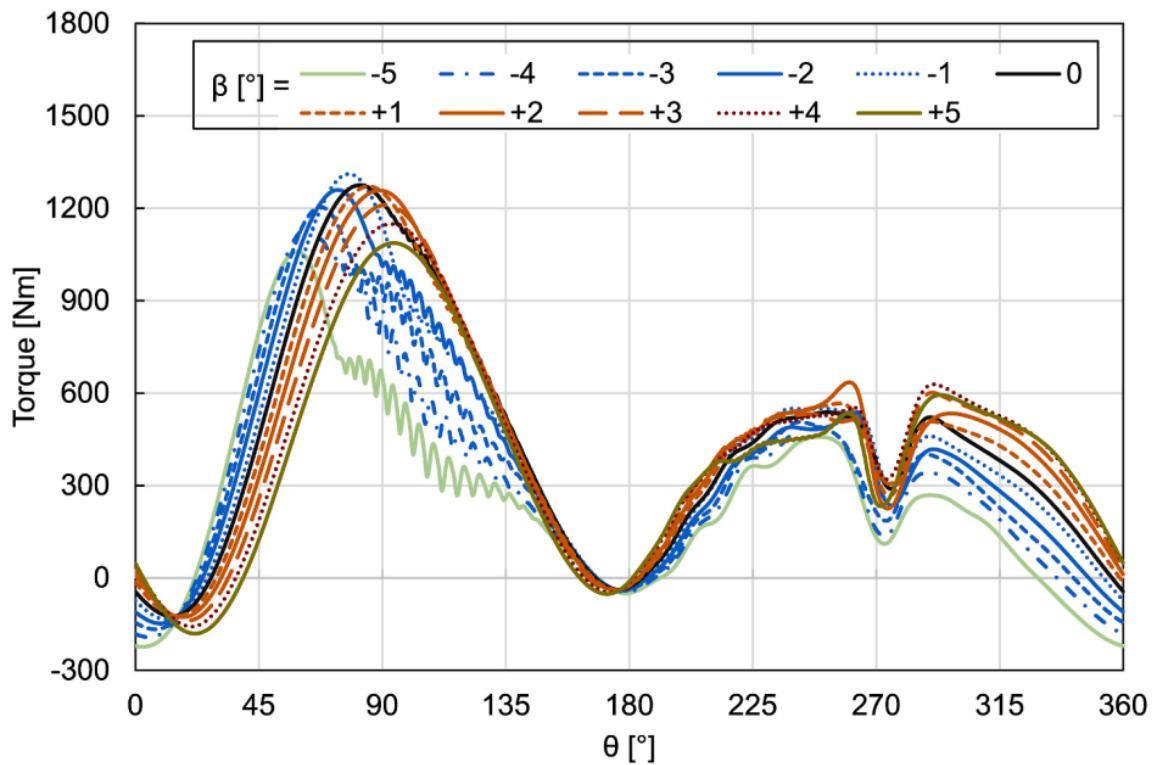
Gambar 2.17 Distribusi Koefisien Tekanan Statis pada Sudu dengan Sudut $\beta = -2^\circ, 0^\circ$, dan 2° di Beberapa Posisi Azimut (Rezaeiha et al., 2017).

2.4.3. Effect of pitch angle on power and hydrodynamics of a vertical axis turbine

Pengaruh *pitch angle* pada rotor *vertical axis turbine* (VAT) terhadap performa daya dan hidrodinamika sudu turbin arus air laut sebelumnya telah dilakukan oleh Nguyen *et al.* pada tahun 2021. Penelitian dilakukan dengan menggunakan metode numerik pada rotor dengan sudut *pitch* β dari -5° sampai $+5^\circ$ dengan interval 1° . Penelitian ini juga melibatkan metode eksperimen untuk menentukan nilai TSR (λ) yang optimal serta validasi data dari hasil numerik. Rotor yang digunakan memiliki radius $R = 2,94 \text{ m}$ dengan lima buah sudu berprofil *airfoil* NACA0021 dan rasio *chord* $c = 0,18 \text{ m}$ serta span $H = 3,5 \text{ m}$. Efek dari poros turbin dengan diameter $0,15 \text{ m}$ dalam simulasi ini tidak diabaikan dan laju aliran air inlet dianggap konstan

sebesar $U_\infty = 1,4$ m/s. Aliran di sekitar turbin disimulasikan dengan software ANSYS Fluent 19.0 dengan model persamaan *Unsteady Reynolds-Averaged Navier Stokes* (URANS) dan skema *pressure-velocity coupling SIMPLE*. Skema diskretisasi *second order upwind* digunakan baik untuk persamaan momentum, energi, dan persamaan turbulen. Model turbulensi *k- ω SST* digunakan dengan harapan agar didapatkan prediksi fenomena aliran pada *boundary layer* yang lebih baik (Nguyen et al., 2021).

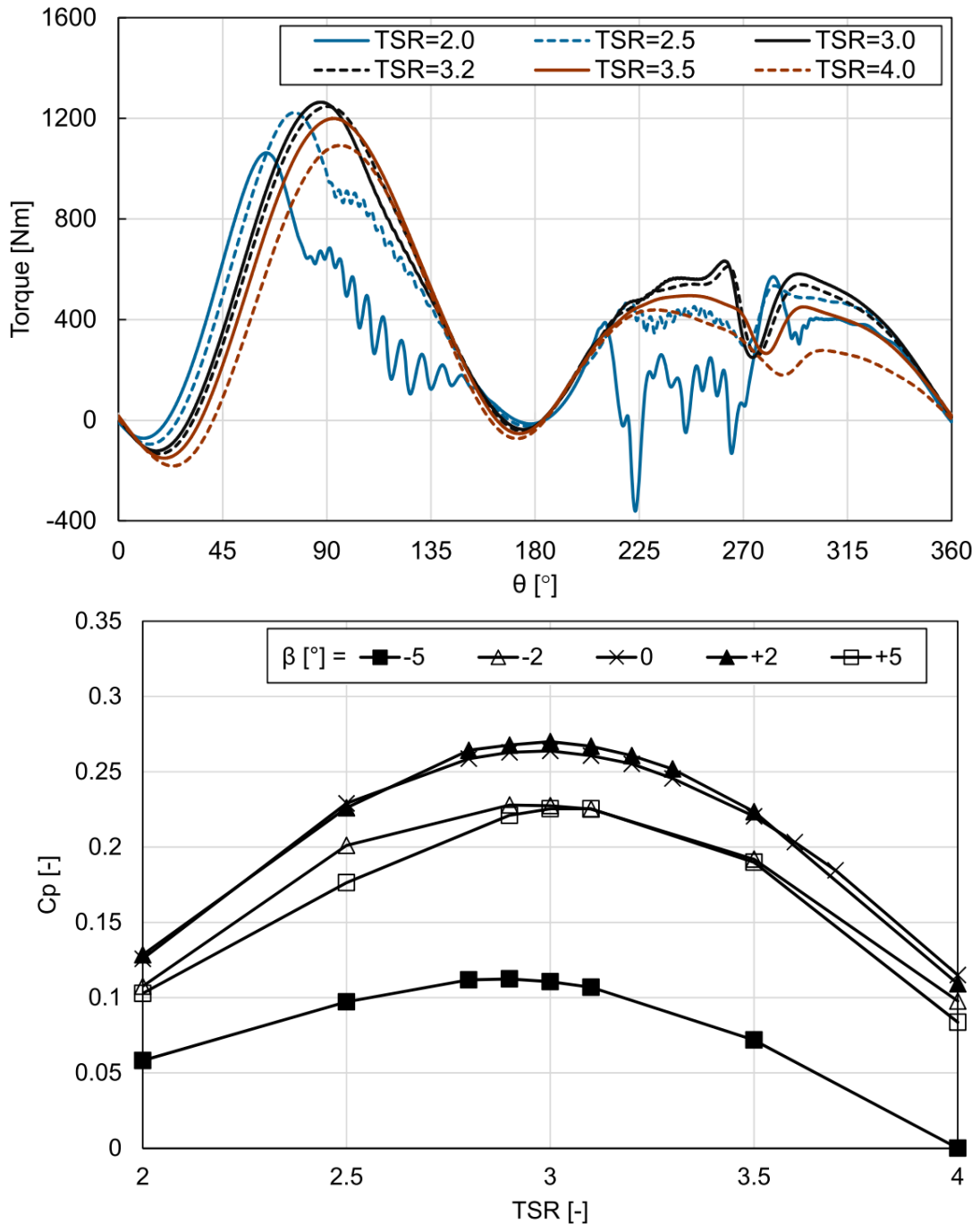
Berdasarkan hasil eksperimen purwarupa rotor turbin dengan sudut *pitch* $\beta = 0$, didapatkan bahwa koefisien daya *CoP* maksimum sebesar 0,26 tercapai pada $\lambda = 3,1$. Sehingga dilakukan analisa numerik untuk mengetahui efek dari sudut *pitch* terhadap performa turbin pada λ tersebut. Gambar 2.18 menunjukkan nilai torsi (dalam N.m) dari sebuah sudu dengan sudut β pada setiap posisi azimuth poros rotor θ . Terlihat bahwa pada $\beta < 0$, nilai torsi tertinggi hanya dicapai pada sebagian kecil daerah *upstream* ($15^\circ < \theta < 75^\circ$) sementara sudut $\beta > 0$ dapat meningkatkan *output* torsi yang lebih baik hampir di sebagian besar daerah sapuan sudu ($75^\circ < \theta < 140^\circ$ dan $270^\circ < \theta < 360^\circ$). Berdasarkan data yang didapatkan, Nguyen *et al.* menyimpulkan bahwa sudut *pitch* $\beta = +2^\circ$ merupakan sudut yang optimal digunakan untuk $\lambda = 3.1$. Pada sudut *pitch* tersebut, ekstraksi torsi cenderung tinggi danimbang baik pada daerah rotasi *upstream* maupun *downstream*.



Gambar 2.18 Torsi Rotor Turbin pada Beragam Posisi Azimut (Nguyen et al., 2021).

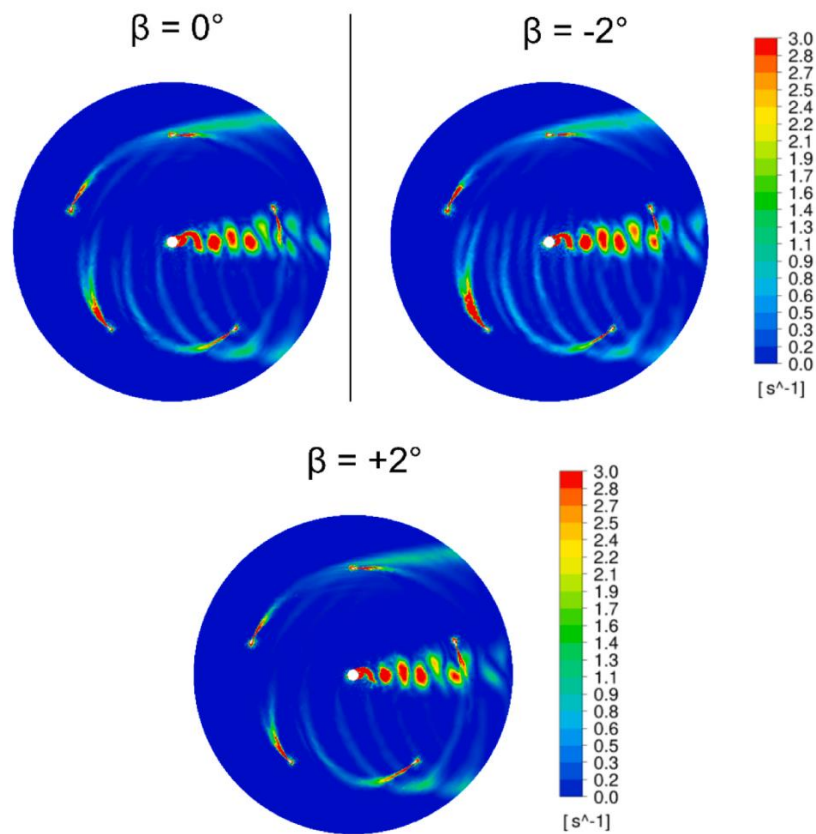
Nguyen et al., (2021) juga melakukan simulasi untuk mengetahui pengaruh perubahan TSR pada torsi yang diekstraksi oleh rotor dengan sudut *pitch* optimal $\beta = +2^\circ$. Dari Gambar 2.19 terlihat bahwa nilai TSR rendah (2,0 dan 2,5) memberikan grafik torsi yang cepat turun dan tidak stabil yang diperkirakan akibat terjadinya *dynamic stall*. Sementara pada nilai TSR yang tinggi (3,5 dan 4,0) torsi drop terjadi pada posisi azimuth $273^\circ < \theta < 300^\circ$. Dari grafik tersebut dapat disimpulkan bahwa nilai TSR yang optimal untuk memberikan daya yang cukup besar tanpa penurunan yang tajam adalah TSR 3,0. Sementara itu dengan membandingkan pengaruh nilai TSR pada nilai *CoP* turbin dengan beberapa sudut *pitch*, didapatkan bahwa sebagian besar TSR yang optimal untuk setiap rotor adalah TSR 2,9 hingga 3,1. Sebagaimana

hasil yang didapatkan pada grafik torsi, grafik C_p juga menunjukkan bahwa TSR optimal untuk $\beta = +2^\circ$ adalah sebesar 3,0 ($c_p = 0,27$).



Gambar 2.19 Pengaruh TSR terhadap Torsi Rotor Turbin dengan $\beta = 2^\circ$ pada Beragam Posisi Azimut (atas) dan Koefisien Daya pada Beragam Sudut β (bawah) (Nguyen et al., 2021).

Gambar 2.20 di bawah merupakan visualisasi vortisitas aliran di sekitar rotor. Terlihat bahwa daerah dengan vortisitas yang tinggi pada sudu rotor dengan $\beta = 2^\circ$ relatif lebih sempit dibandingkan dengan sudu rotor dengan $\beta = 0$ dan $\beta = -2^\circ$. Dari data-data dan visualisasi yang disajikan, dapat disimpulkan bahwa untuk konfigurasi rotor yang digunakan pada penelitian ini, sudut $\beta = 2^\circ$ merupakan sudut *pitch* yang optimal dari segi daya yang diekstraksi maupun keamanan struktur penopang rotornya

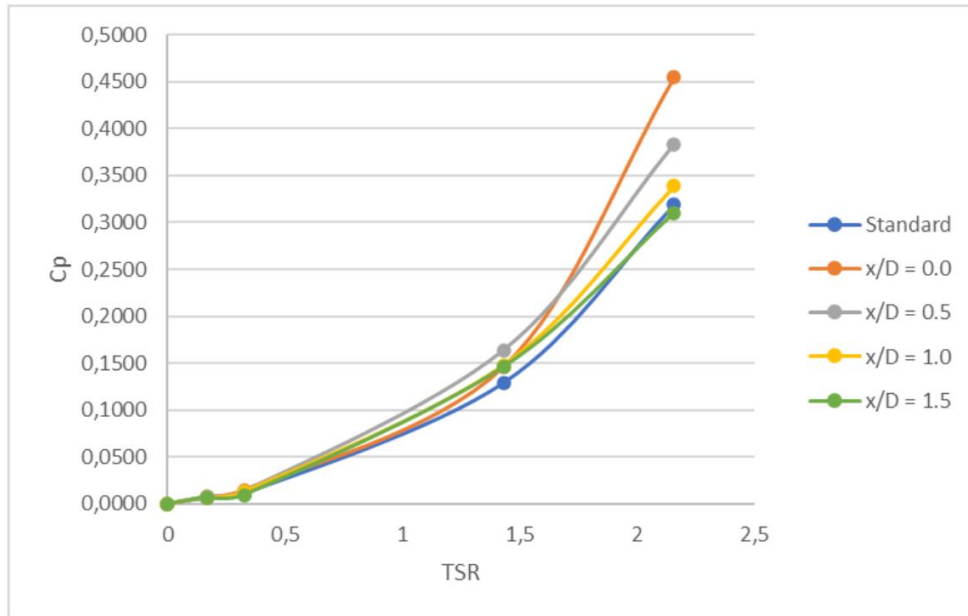


Gambar 2.20 Kontur *Vorticity* di Sekitar Rotor (Nguyen et al., 2021).

2.4.4. Studi Numerik Pengaruh Pengaturan Jarak *Flow Disturbance* Terhadap Kemampuan *Self-Start* Turbin Darrieus

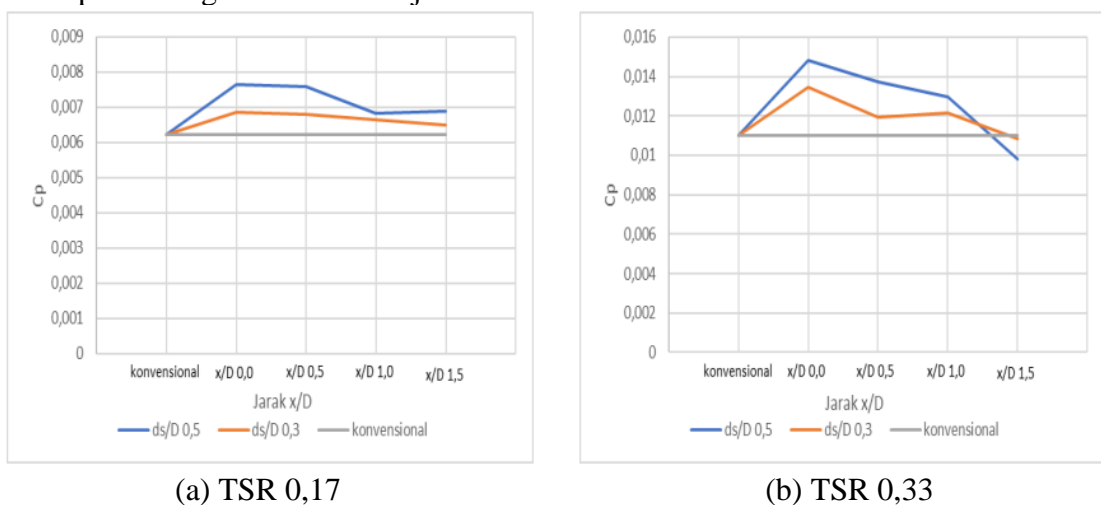
Pengaruh pengaturan jarak *flow disturbance* terhadap kemampuan *self-start* turbin Darrieus diteliti oleh Widyawan (2021) dengan metode numerik menggunakan *software* CFD. Tujuan dari penelitian tersebut adalah untuk mengamati pengaruh peletakan *flow disturbance* terhadap kemampuan *self-start* rotor turbin Darrieus dan mengamati perubahan pola aliran yang terjadi pada rotor turbin. Dalam penelitian ini juga dicari jarak penempatan *flow disturbance* dari rotor turbin untuk mendapatkan performa terbaik rotor. Penelitian ini dilakukan pada penampang 2D rotor dengan diameter 0,5 m. Hidrofoil NACA 63(4)021 digunakan pada ketiga buah sudunya. *Flow disturbance* yang digunakan berbentuk silinder dengan dua ukuran diameter d_s/D . Sementara itu jarak horizontal peletakan *flow disturbance* divariasikan dari x/D 0 hingga 1,5 dengan kenaikan 0,5 dan jarak vertikal y *flow disturbance* diatur pada posisi yang tetap (sudut -60°).

Metode numerik CFD dengan pendekatan fungsi *Unsteady Reynolds-average Navier-Stokes* (URANS) digunakan pada penelitian ini. Skema *pressure velocity coupling* yang digunakan adalah SIMPLE dan *sliding mesh* diterapkan untuk meneliti fenomena hidrodinamika rotor pada saat diberikan *input* kecepatan putar dan kecepatan aliran air yang ditetapkan berdasar kondisi operasional turbin dari data eksperimen. Dalam simulasi *unsteady* pada penelitian ini digunakan ukuran *time step* dengan *increment* sudut azimuth 1° . Data koefisien torsi C_T dan koefisien daya CoP diambil dan dianalisis. Dalam penelitian ini, turbin dianggap memiliki kemampuan *self start* yang baik apabila hanya diperlukan waktu yang relatif singkat bagi rotor dalam mencapai nilai TSR dan daya operasional yang stabil. Sehingga dalam analisis dibahas pengaruh jarak x/D terhadap peningkatan CoP pada nilai TSR awal (tahap *starting*) seperti pada Gambar 2.21 di bawah.



Gambar 2.21 Grafik Pengaruh Jarak x/D terhadap Peningkatan c_p pada Nilai TSR Awal (Widyawan, 2021).

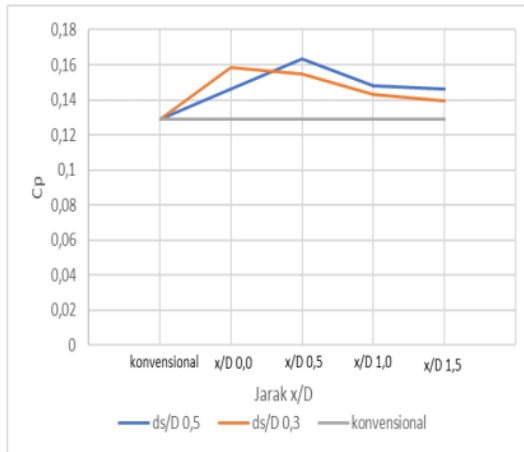
Dari gambar di atas, meskipun pada TSR 1,43 jarak *flow disturbance* $x/D = 0.5$ menghasilkan nilai CoP yang lebih tinggi dibandingkan dengan x/D lain, namun nilai CoP tertinggi rata-rata selama kondisi *starting* dihasilkan pada jarak $x/D = 0$. Dari gambar tersebut juga dapat dilihat bahwa semakin tinggi TSR yang berarti kecepatan rotor semakin mendekati kondisi operasional turbin, peletakan *flow disturbance* yang semakin jauh justru mengakibatkan penurunan CoP . Sementara itu, ukuran dari silinder *flow disturbance* juga memiliki efek terhadap performa rotor turbin selama tahap *starting*. Terlihat dari Gambar 2.22 dan Gambar 2.23 bahwa untuk semua TSR dan jarak x/D , *flow disturbance* dengan varian ukuran $ds/D = 0,5$ rata-rata menghasilkan CoP yang relatif lebih tinggi dibandingkan varian ukuran $ds/D = 0,3$. Meskipun pada TSR 0,33 dan 2,16 di jarak $x/D = 1,5$ nilai CoP varian $ds/D = 0,5$ lebih rendah dibanding turbin tanpa penghalang, namun varian $x/D = 1,5$ bukanlah pilihan yang tepat untuk dipilih sebagaimana telah dijelaskan dalam Gambar 2.21.



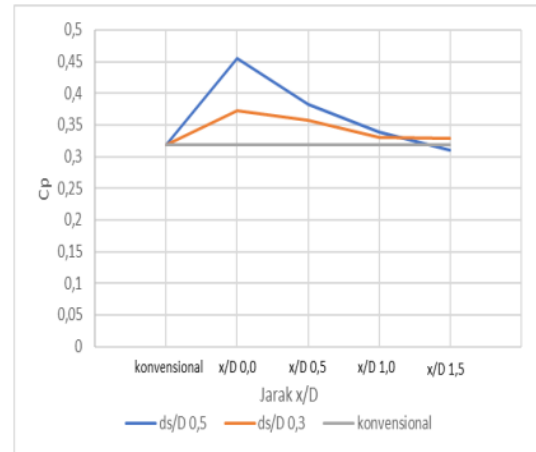
(a) TSR 0,17

(b) TSR 0,33

Gambar 2.22 Grafik Perbandingan Pengaruh Diameter *Flow Disturbance* dengan Jarak x/D pada TSR 0,17 dan 0,33 (Widyawan, 2021).



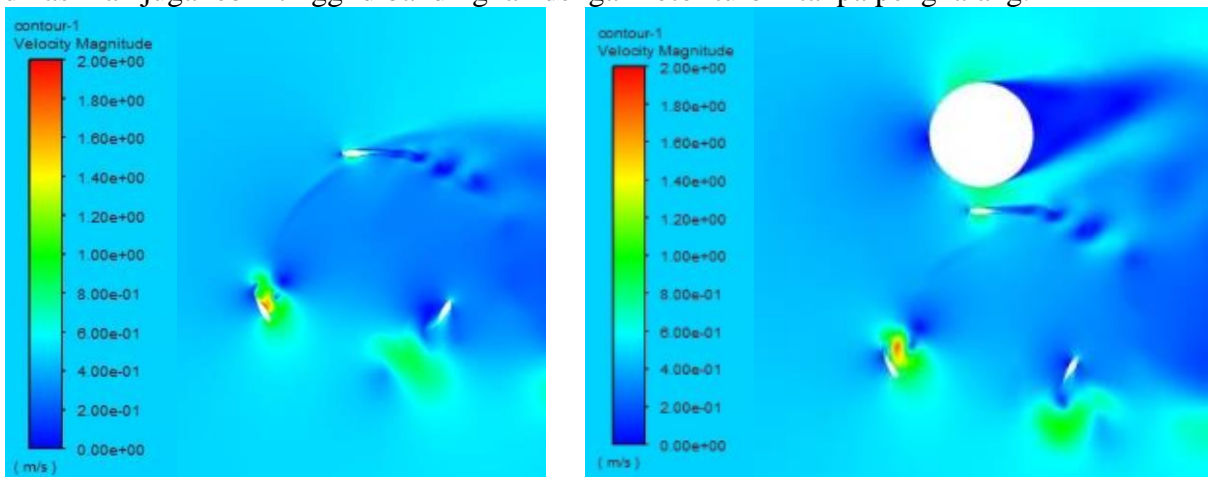
(a) TSR 1,43



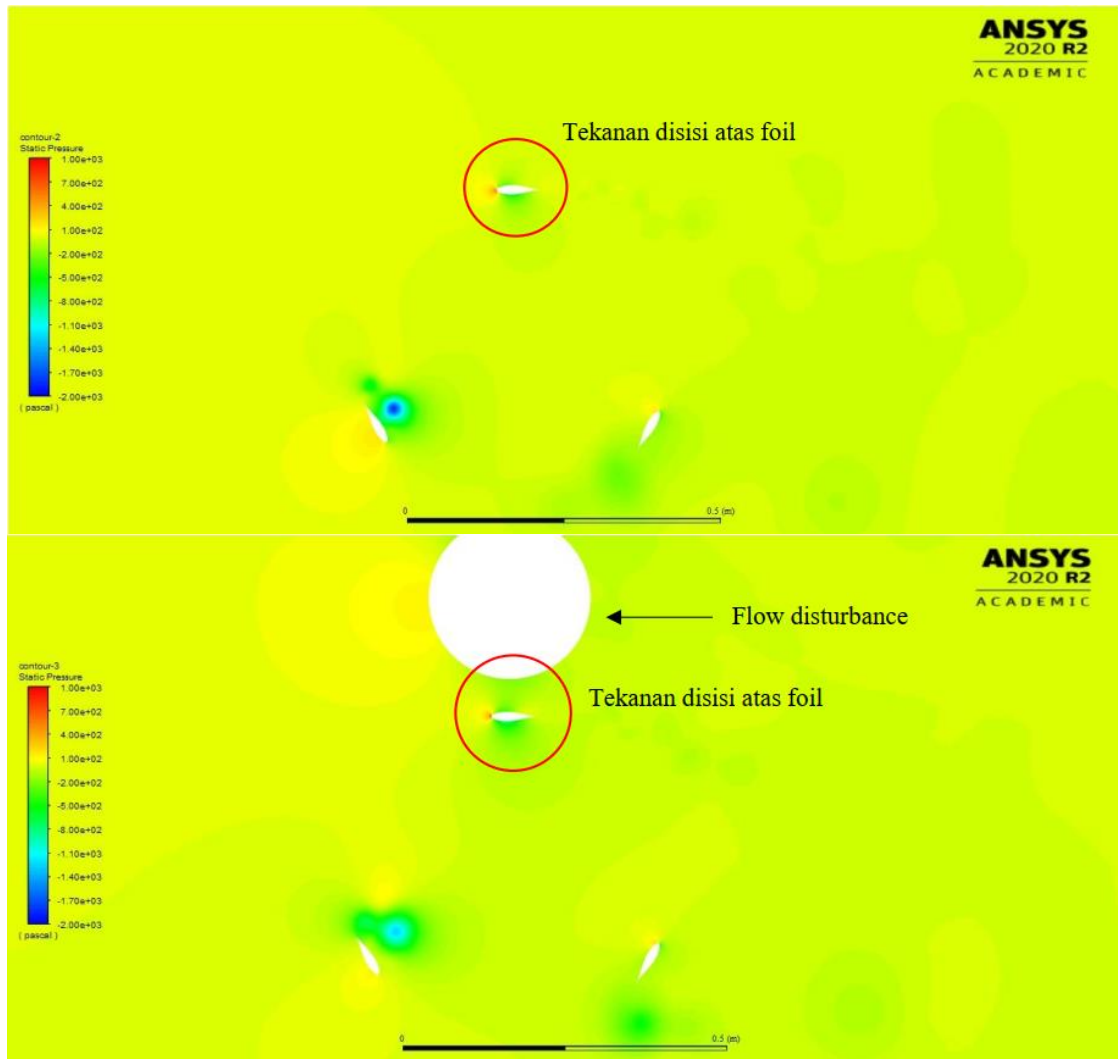
(b) TSR 2,16

Gambar 2.23 Grafik Perbandingan Pengaruh Diameter *Flow Disturbance* dengan Jarak x/D pada TSR 1,43 dan 2,16 (Widyawan, 2021).

Pola aliran yang terjadi pada turbin Darrieus dengan penambahan *flow disturbance* berbeda dengan pola aliran yang terjadi pada turbin Darrieus konvensional (tanpa silinder pengganggu). Gambar 2.24 merupakan gambar kontur kecepatan aliran di sekitar rotor turbin tanpa penghalang dan dengan penghalang ($x/D = 0$) pada TSR 1,43 dan $ds/D = 0.5$. Terlihat bahwa jika dibandingkan dengan aliran di sekitar rotor tanpa penghalang, kecepatan aliran di bagian luar sudu (gambar sudu paling atas) rotor dengan penghalang memiliki kecepatan yang lebih tinggi. Hal ini ditandai dengan kontur yang lebih hijau dibandingkan dengan kontur kecepatan aliran di luar sudu rotor tanpa penghalang yang relatif berwarna biru. Sesuai dengan teori yang berlaku untuk aliran *incompressibel* bahwa tekanan berbanding terbalik dengan kecepatan aliran, hal ini terlihat dari kontur tekanan pada Gambar 2.25 dimana daerah di luar sudu rotor dengan penghalang terlihat lebih hijau dibandingkan kontur tekanan di luar sudu rotor tanpa penghalang yang sedikit hijau kekuningan. Karena perbedaan tekanan antara bagian dalam dan luar sudu yang lebih tinggi pada rotor dengan penghalang, maka daya yang dapat dihasilkan juga lebih tinggi dibandingkan dengan rotor turbin tanpa penghalang.



Gambar 2.24 Kontur Kecepatan Aliran di Sekitar Rotor Turbin Tanpa Penghalang dan dengan Penghalang (Widyawan, 2021).



Gambar 2.25 Kontur Tekanan di Sekitar Rotor Turbin Tanpa Penghalang dan dengan Penghalang (Widyawan, 2021).

Beberapa hal dapat disimpulkan dari penelitian ini, di antaranya adalah bahwa penempatan *flow disturbance* dapat menyebabkan separasi aliran pada permukaan penghalang mengenai *leading edge foil* dan meningkatkan torsi yang terjadi. Hal ini yang membuat *self start* pada turbin dengan penghalang meningkat hingga 20% dari turbin konvensional tanpa penghalang. Diperoleh juga hasil bahwa peletakan *flow disturbance* dengan jarak x/D 0,0 adalah yang paling baik dengan peningkatan *CoP* rata-rata sebesar 28,4% dari turbin konvensional tanpa *flow disturbance*. Penambahan *flow disturbance* memengaruhi pola aliran yang terjadi dan berdampak pada performa turbin. Pada jarak peletakan yang relatif dekat, terjadi percepatan aliran pada celah di antara silinder dengan rotor turbin yang dapat membantu meningkatkan performa turbin. Sedangkan pada jarak peletakan yang lebih jauh, *flow disturbance* justru cenderung mengganggu dan merugikan karena adanya *wake* yang timbul.

2.4.5. Rangkuman Penelitian Terdahulu

Terdapat penelitian-penelitian yang mengangkat topik bahasan turbin angin dan turbin arus air laut dengan tipe rotor Darrieus *Vertical Axis Turbine Straight Bladed* (VAT-SB). Beberapa di antaranya adalah penelitian yang telah disebutkan sebelumnya di atas. Secara ringkas, detail mengenai penelitian-penelitian tersebut dapat dilihat pada Tabel 2.1 di bawah.

Tabel 2.1 Rangkuman Tinjauan Pustaka Berdasarkan Penelitian Terdahulu

JUDUL	TUJUAN	METODE	HASIL
<i>Rotation improvement of vertical axis wind turbine by offsetting pitching angles and changing blade numbers</i> (Sun et al., 2021)	Meneliti pengaruh sudut <i>pitch</i> sudu rotor turbin angin Darrieus dan jumlah sudu terhadap efisiensi turbin dan waktu <i>self-start</i> rotor turbin	Penelitian numerik (CFD) dengan metode <i>Flow-Driven Rotor</i> dengan memvariasikan kecepatan arus angin, jumlah sudu dan <i>pitch angle</i>	Ditemukan bahwa nilai <i>pitch angle</i> yang optimal dalam penelitian ini adalah sebesar -4° baik pada rotor dengan 3 maupun 4 buah <i>blade</i> . Koefisien daya rata-rata meningkat hingga 5.89 kali lipat pada konfigurasi rotor dengan nilai <i>pitch angle</i> yang optimal. Pada kecepatan angin rendah, turbin dengan 5 buah sudu memiliki performa yang lebih baik dibanding turbin dengan 3 buah sudu dan sebaliknya pada kecepatan angin tinggi turbin dengan 3 buah sudu lebih baik dibanding turbin 5 buah sudu. Sementara itu <i>self starting</i> turbin pada kecepatan angin rendah tidak terlalu berpengaruh oleh ofset <i>pitch angle</i> . Namun pada kecepatan angin tinggi, turbin dengan <i>pitch angle</i> optimal memiliki periode <i>self-starting</i> yang lebih singkat.
<i>Effect of pitch angle on power performance and aerodynamics of a vertical axis wind turbine</i> (Rezaeiha et al., 2017)	Meneliti pengaruh sudut <i>pitch</i> sudu rotor turbin angin Darrieus terhadap gaya dan torsi yang dihasilkan oleh turbin akibat perubahan sudut serang, <i>shed vorticity</i> , dan fenomena <i>boundary layer</i> di sekitar sudu rotornya.	Penelitian numerik (CFD) dengan metode Unsteady Reynold-Averaged Navier-Stokes dan model turbulensi SST. Kecepatan angin diatur pada nilai tetap dan TSR moderat ditetapkan. Sementara itu sudut <i>pitch</i> divariasikan dari nilai -7° hingga 3° .	Ditemukan bahwa sebagai akibat dari perubahan nilai sudut serang selama putaran rotor, sudut <i>pitch</i> positif memberikan nilai koefisien torsi yang lebih besar di sebagian kecil azimuth putaran sementara sudut serang negatif memberikan nilai yang lebih besar di sebagian besar azimuth putaran. Berdasarkan temuan ini, terdapat potensi peningkatan performa pada turbin angin dengan modifikasi <i>variable blade pitching</i> . Ditemukan bahwa konfigurasi rotor dengan sudut -2° merupakan konfigurasi yang optimal dimana <i>overall performance</i> meningkat 6.6% dibandingkan sudu dengan <i>pitch</i> 0° .
<i>Effect of pitch angle on power and hydrodynamics of a vertical axis turbine</i> (Nguyen et al., 2021)	Meneliti pengaruh sudut <i>pitch</i> sudu rotor turbin arus air laut Darrieus terhadap daya yang dihasilkan oleh turbin dan efek hidrodinamika pada sudu turbin.	Penelitian numerik (CFD) dengan metode Unsteady Reynold-Averaged Navier-Stokes dan <i>experimental field test</i> dilakukan pada rotor turbin dengan	Temuan utama dari penelitian ini adalah nilai <i>pitch</i> optimal ($\beta = +2^\circ$), menghasilkan <i>CoP</i> yang 2,3% lebih tinggi dan rata-rata <i>thrust</i> yang 1,9% lebih rendah jika dibandingkan dengan <i>pitch</i> nol. <i>Pitch</i> optimal juga menurunkan titik maksimum gaya normal yang bekerja pada satu bilah sebesar 11% dan gaya <i>thrust</i> puncak maksimum sebesar 3%. Temuan ini dapat mewakili solusi praktis, sederhana dan murah dalam

		memvariasikan <i>pitch angle</i> dan TSR turbin. Kecepa	mempertimbangkan <i>fixed-pitch</i> optimal untuk memaksimalkan kinerja turbin, namun pada saat yang sama juga mengurangi beban hidrodinamik pada struktur.
Studi Numerik Pengaruh Pengaturan Jarak Flow Disturbance Terhadap Kemampuan Self-Start Turbin Darrieus (Widyawan, 2021)	Meneliti pengaruh penempatan silinder pengganggu di sekitar rotor turbin air Darrieus terhadap kemampuan <i>self starting</i> turbin dengan pada beragam ukuran silinder pengganggu (d/D) dan jarak silinder pengganggu (x/D)	Penelitian numerik (CFD) dengan metode <i>Unsteady Reynolds-average Navier-Stokes</i> dan teknik <i>sliding mesh</i> . Skema <i>pressure-velocity coupling</i> yang digunakan adalah SIMPLE dengan <i>azimutal increment</i> 1° . Terdapat 4 nilai TSR dalam simulasi yakni dari TSR 0,17; 0,33; 1,43; dan 2,16	Penempatan <i>flow disturbance</i> optimal di posisi -60° sehingga separasi aliran yang timbul mengenai <i>leading edge foil</i> dan meningkatkan momen yang terjadi dan membuat <i>self start</i> lebih baik dengan peningkatan sebesar 20% dari turbin konvensional. Peletakan <i>flow disturbance</i> dengan jarak x/D 0,0 adalah yang paling baik dengan peningkatan <i>CoP</i> rata-rata sebesar 28,4% dari turbin konvensional. Adanya penambahan <i>flow disturbance</i> memengaruhi pola aliran yang terjadi dan berdampak pada performa turbin dimana pada jarak <i>flow disturbance</i> yang lebih dekat terjadi percepatan aliran yang terjadi dapat membantu meningkatkan performa turbin sedangkan pada jarak peletakan yang lebih jauh <i>flow disturbance</i> mengganggu karena adanya <i>wake</i> yang timbul.

BAB 3. METODE PENELITIAN

3.1 Tahap Pre-Processing

Studi numerik pengaruh *fixed pitch angle* pada sudu turbin hidrokinetik sumbu vertikal *Darrieus Straight Blade* terhadap performa dan karakteristik *self-starting* turbin dilakukan dengan melalui beberapa tahapan dan proses. Tahapan pertama dalam penelitian ini adalah tahap persiapan atau *pre-processing*. Setelah masalah dirumuskan dan literatur serta data dan sumber pendukung ditinjau, dalam tahapan ini dilakukan penentuan variabel penelitian, pemodelan geometri dan domain simulasi, proses *meshing*, penentuan kondisi batas dan parameter simulasi pada model yang dibuat, serta penentuan nilai *tip speed ratio* turbin dengan mengestimasi kecepatan putar rotor. Berikut ini merupakan detail dari tiap tahapan *pre-processing*.

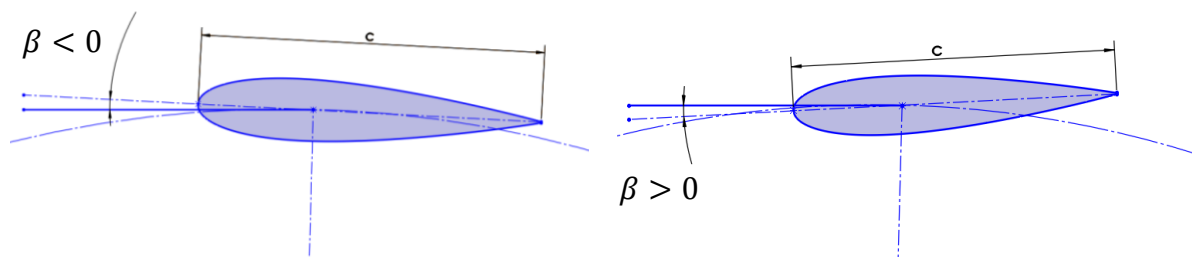
3.1.1 Variabel Penelitian

Pada studi numerik ini ditetapkan dua buah variabel bebas dan dua jenis variabel terikat. Variabel bebas yang ditetapkan adalah *pitch angle* β sudu rotor turbin air Darrieus dan kecepatan aliran U_∞ yang memasuki domain (*velocity inlet*). Nilai dari dua variabel bebas tersebut dirangkum dalam Tabel 3.1. Sementara itu variabel terikat yang ditetapkan dibagi atas variabel kuantitatif berupa koefisien momen statis, koefisien momen turbin serta koefisien daya turbin dan variabel kualitatif berupa pola aliran dan kontur tekanan serta kecepatan di sekitar rotor turbin. Beberapa variabel kontrol yang bekerja dalam penelitian ini di antaranya adalah ukuran domain simulasi, model turbulensi, properti air, dan metode *solver* yang digunakan dalam tahap *processing* di *software* Ansys Fluent.

Tabel 3.1 Nilai *Pitch Angle* dan Kecepatan Aliran Air yang Digunakan

Variabel Bebas	Nilai
Sudut <i>pitch</i> sudu rotor (β)	$-3^\circ, -1^\circ, 0, 1^\circ, 3^\circ$, dan 5°
<i>velocity inlet</i> (U_∞)	0,8 m/s dan 1,2 m/s

Sudut *pitch* positif ($\beta > 0$) dan negatif ($\beta < 0$) pada sudu rotor yang dimaksud dalam penelitian ini digambarkan dalam Gambar 3.1 di bawah. Besar sudut *pitch* dipilih berdasarkan penelitian Nguyen et al. (2021) dimana efisiensi turbin arus air laut tipe Darrieus dengan tiga jumlah sudu dicapai pada rotor dengan *fixed-pitch* sebesar 2° . Sementara berdasarkan hasil penelitian Sun et al (2021) dan Rezaeiha et al (2017) ditemukan bahwa turbin angin tipe Darrieus memiliki koefisien daya terbesar pada saat ditetapkan sudut *pitch* masing-masing -4° dan -2° di sudu rotornya. Kecepatan *inlet* dipilih berdasarkan temuan Purba et al (2015) bahwa kecepatan arus air laut di Indonesia berkisar di antara 0 – 1 m/s dengan beberapa daerah yang memiliki kecepatan arus hingga 3 m/s. Adapun dari nilai kecepatan yang dipilih, nilai TSR (λ) dapat ditentukan dan diestimasi berdasarkan data eksperimen yang dilakukan Hantoro et al (2018). Penjelasan mengenai metode penentuan TSR dijelaskan dalam subbab berikutnya.

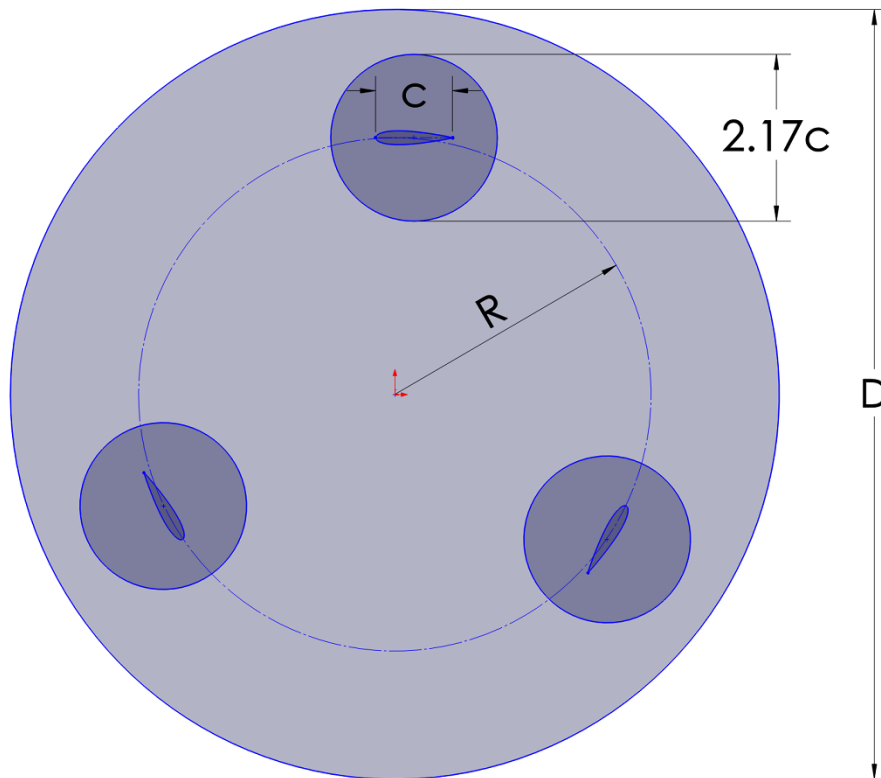


Gambar 3.1 Konsensus tanda positif dan negatif untuk sudut *pitch* β

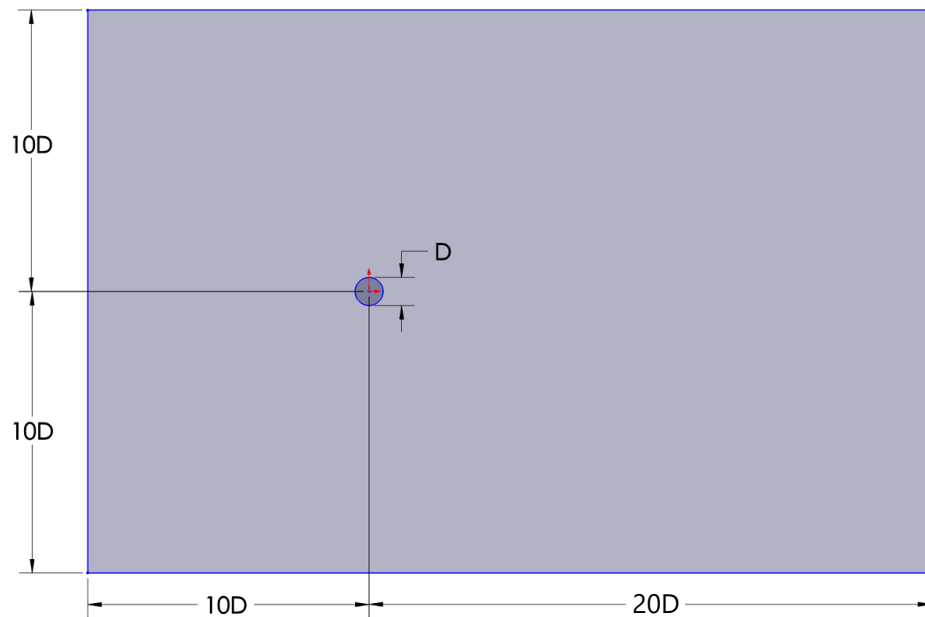
3.1.2 Pemodelan Geometri dan Domain Simulasi

Pemodelan geometri dari rotor turbin air Darrieus *straight-bladed* dilakukan dengan menggunakan *software* Solidworks 2020. Geometri yang dimaksud mencakup tiga buah profil hidrofoil dalam bentuk potongan penampang melintang dua dimensi yang mewakili keseluruhan span sudu H sepanjang 1 m. Rotor turbin memiliki radius R sebesar 0,5 m. Sudu rotor memiliki bentuk hidrofoil NACA 0018 dengan garis *chord* c sepanjang 0,15 m (*solidity* rotor $\sigma = 0,45$). Titik pivot sudu dengan lengan berada di $0,25c$ dari *leading edge*. Parameter geometri yang digunakan diadaptasi dari Sun et al (2021) dengan skala 1:1. Adapun poros dan lengan turbin tidak dimodelkan karena termasuk dalam variabel yang diabaikan dalam penelitian ini.

Selain geometri dari rotor turbin, dengan *software* yang sama dibuat juga domain aliran air yang digunakan dalam simulasi. Secara garis besar terdapat dua sub-domain, yaitu domain statis dan domain yang berputar (*rotating domain*). Domain statis merupakan daerah aliran air berbentuk persegi panjang yang tidak bergerak. Domain ini hanya terdiri atas satu zona fluida. Adapun *rotating domain* adalah domain berbentuk lingkaran di sekitar rotor yang sepusat dengan sumbu putar rotor dan berdiameter D tiga kali radius rotor $3R$. Terdapat pembagian empat zona fluida di dalam *rotating domain*, yaitu tiga zona fluida di dekat sudu dan sebuah zona di luar daerah dekat sudu. Ukuran domain mengacu pada domain yang dipakai dalam penelitian Sun et al (2021). Gambar 3.2 di bawah menampilkan geometri rotor ($\beta = 0$) yang digunakan dalam simulasi dan ukuran *rotating domain*. Sementara itu Gambar 3.3 menampilkan ukuran dari domain statis yang digunakan.



Gambar 3.2 Geometri Rotor dengan $\beta = 0$ dan Ukuran *Rotating Domain*

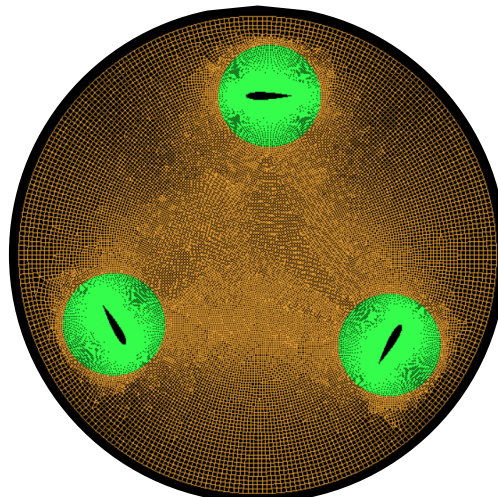


Gambar 3.3 Ukuran Domain Statis

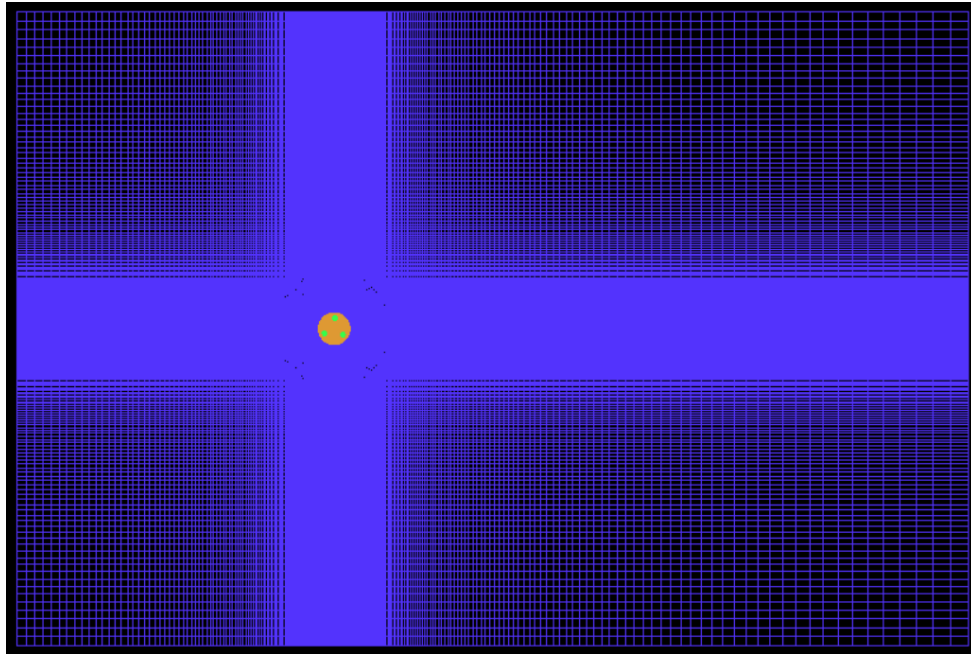
3.1.3 Proses *Meshing*

Setelah geometri dan domain dimodelkan, langkah berikutnya adalah proses *meshing*. Proses ini merupakan proses diskretisasi domain dengan tujuan membagi tiap zona aliran menjadi elemen-elemen yang lebih kecil dimana setiap persamaan aliran diselesaikan oleh *software* CFD di tiap elemen domain. Dalam penelitian ini, digunakan model *mesh* yang berbeda untuk setiap zona fluida. *Structured mesh* digunakan di zona fluida pada domain statis dan tiga zona fluida di dekat sudu rotor sementara *unstructured mesh* dengan dominasi bentuk *quad mesh* diterapkan di zona fluida pada *rotating domain* yang jauh dari sudu.

Model *mesh* pada penelitian ini dikombinasikan tidak hanya dengan pertimbangan kualitas *mesh* yang dihasilkan dan akurasi simulasi, namun juga terhadap *computational effort* yang diakibatkan. Oleh karena itu, ukuran dari tiap elemen juga perlu diatur dengan mengatur kerapatan *mesh*. Elemen di dekat sudu diatur sangat rapat agar dapat menangkap fenomena fluida di dekat dinding dengan akurat. Sebaliknya, elemen yang jauh dari sudu seperti pada domain statis dibuat renggang agar waktu simulasi dapat dipersingkat. Gambar 3.4 di bawah menunjukkan *mesh* dalam *rotating domain* yang dibuat dengan *software* ICEM CFD dan Gambar 3.5 di bawah menunjukkan *mesh* untuk seluruh domain simulasi.



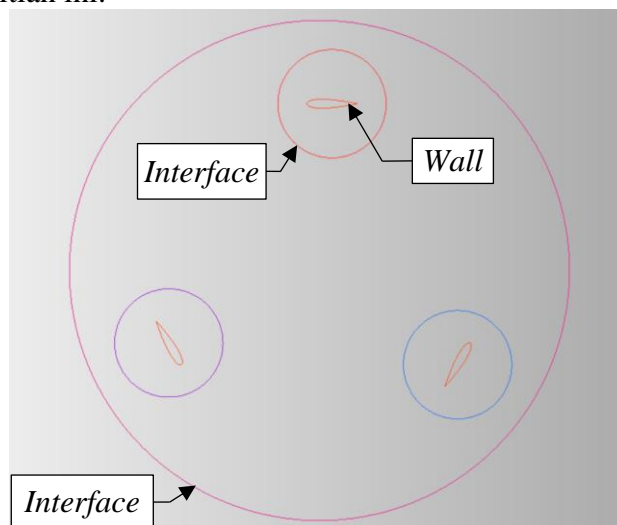
Gambar 3.4 Mesh di Dalam *Rotating Domain*



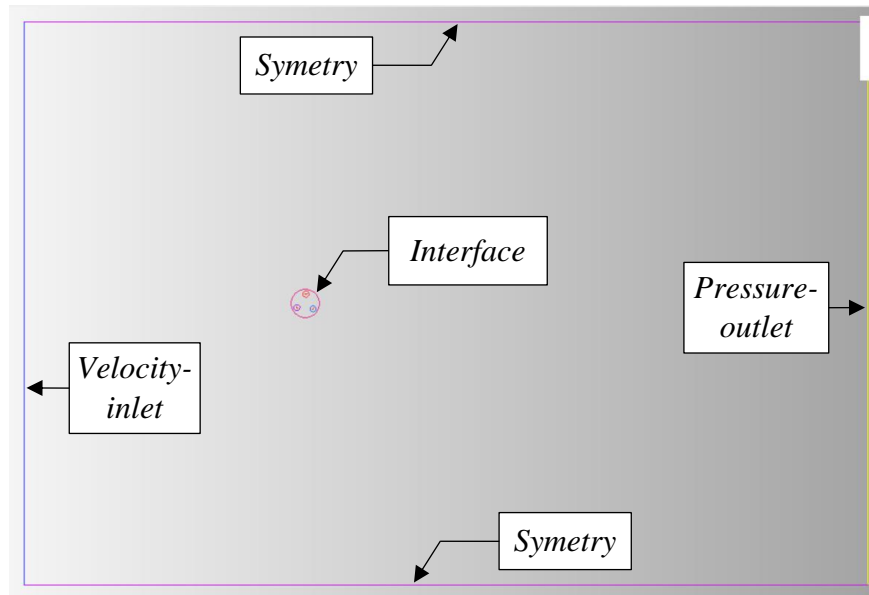
Gambar 3.5 Mesh pada Seluruh Domain

3.1.4 *Boundary Conditions*

Boundary conditions atau syarat batas merupakan salah satu kontrol awal dalam proses perhitungan di CFD dimana pengguna harus memasukkan kontrol awal di tiap batas domain simulasi. Penentuan dan pengaturan kondisi batas diterapkan pada sudut-sudut domain simulasi yang meliputi *inlet*, *outlet*, *symetry*, *wall*, dan *interface* pada model domain. Mengacu pada penelitian Sun et al (2021), *Inlet* pada model simulasi dalam penelitian ini didefinisikan sebagai *velocity-inlet* sementara *outlet* didefinisikan sebagai *pressure outlet*. Sisi-sisi atas dan bawah dari domain statis didefinisikan sebagai *symetry* dan *interface* diterapkan pada kurva pemisah antara zona fluida di domain statis dengan *rotating domain*. Zona fluida di dekat sudu dengan zona fluida dalam *rotating domain* dipisahkan oleh masing-masing *interface* yang berbeda. Sementara itu, permukaan sudu didefinisikan sebagai *wall* untuk membatasi *blade wall* dengan fluida. Gambar 3.6 di bawah menunjukkan *boundary condition* yang diterapkan pada rotating domain dan Gambar 3.7 menunjukkan *boundary condition* yang diterapkan pada rotating domain statis. Tabel 3.2 menyajikan parameter yang diterapkan pada masing-masing *boundary condition* dalam penelitian ini.



Gambar 3.6 *Boundary Conditions* di Dalam *Rotating Domain*



Gambar 3.7 *Boundary Conditions* pada Domain Statis

Tabel 3.2 *Boundary Conditions* pada Simulasi

<i>Boundary conditions</i>	Keterangan
<i>Velocity-inlet</i>	0,8 m/s dan 1,2 m/s <i>uniform</i> ke arah sumbu x
<i>Pressure Outlet</i>	<i>Zero gauge pressure</i>
<i>Symetry</i>	-
<i>Interface</i>	-
<i>Wall</i>	<i>No slip shear condition</i>

3.1.5 Estimasi Kecepatan Putar Rotor

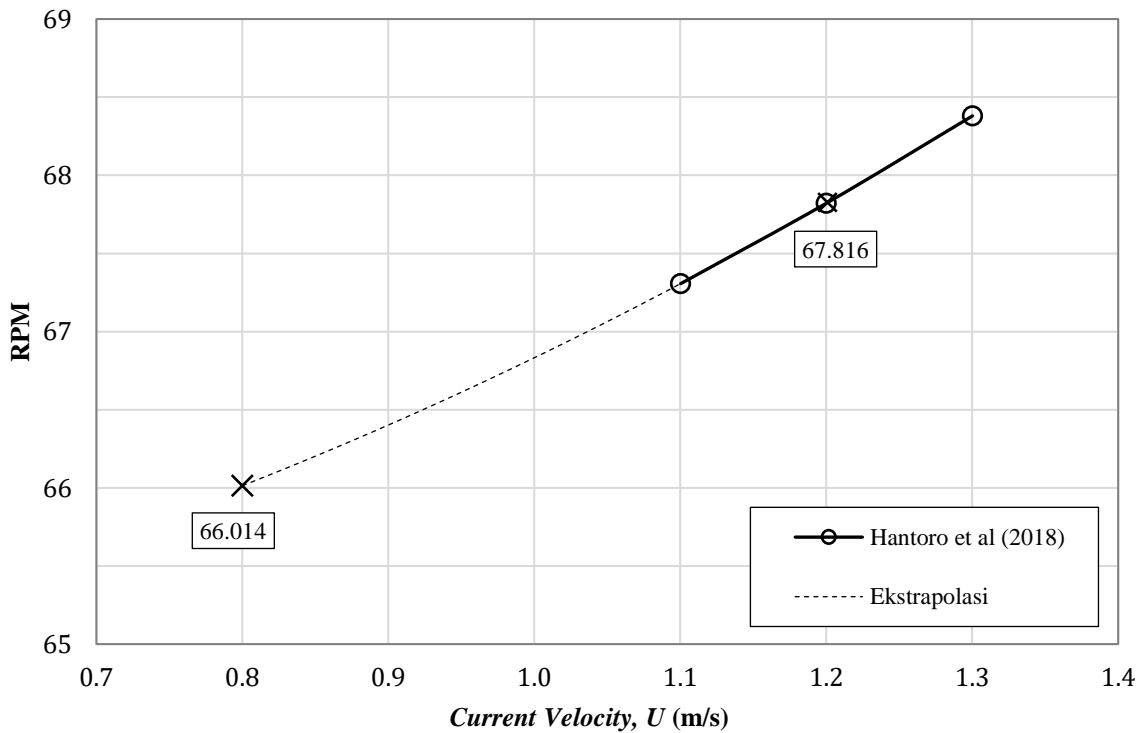
Tip Speed Ratio (TSR) merupakan salah satu parameter yang digunakan pada penelitian ini dalam rangka mengamati kinerja turbin pada kecepatan putaran operasionalnya. Untuk memperoleh nilai TSR, diperlukan estimasi kecepatan putaran rotor pada saat turbin beroperasi di dalam aliran dengan nilai kecepatan yang telah ditentukan. Data penelitian yang dijadikan referensi untuk memprediksi kecepatan putar rotor berasal dari eksperimen yang telah dilakukan oleh Hantoro et al (2018). Dalam eksperimen tersebut digunakan rotor turbin air Darieus dengan tiga buah sudu berprofil NACA 0018 yang diteliti dalam tiga kecepatan aliran air yang berbeda. Rotor turbin tersebut memiliki diameter $D = 80$ cm dengan panjang *span* $H = 80$ cm. Panjang *chord* yang digunakan adalah $c = 10$ cm sehingga nilai *solidity* rotor adalah $\sigma = 0.375$. Ukuran geometri rotor yang digunakan dalam penelitian ini memiliki ukuran yang hampir mirip dengan model rotor yang digunakan oleh Hantoro et al (2018). Kemiripan tersebut dijadikan dasar untuk menggunakan data eksperimen yang diperoleh pada penelitian Hantoro et al (2018) dalam mengestimasi nilai kecepatan putar rotor turbin dalam penelitian kali ini. Namun demikian, perlu disadari bahwa terdapat ketidakpastian nilai estimasi yang ditimbulkan, terlebih dikarenakan rotor yang digunakan oleh Hantoro et al (2018) memiliki mekanisme *variable passif pitch* di sudu-sudunya sementara penelitian ini menggunakan model mekanisme *fixed pitch* pada sudu di rotornya.

Adapun grafik kecepatan putaran turbin sebagai fungsi kecepatan aliran air (U) yang diperoleh dari penelitian milik Hantoro et al (2018) disajikan dalam Gambar 3.8 di bawah. Dikarenakan hanya terdapat tiga data kecepatan rotasi dalam referensi yang digunakan, maka

dalam mengestimasi kecepatan putar rotor perlu dilakukan ekstrapolasi data dengan metode ekstrapolasi polinomial ordo-2 dengan fungsi berikut:

$$RPM = 2.1256(U)^2 + 0.2679(U) + 64.439 \quad (3.1)$$

Dengan demikian, estimasi putaran operasional yang digunakan dalam penelitian ini pada masing-masing kecepatan *inlet* 0.8 dan 1.2 m/s adalah 66,014 dan 67,821 RPM. Sehingga nilai TSR untuk masing-masing kecepatan *inlet* tersebut adalah 4,32 dan 2,96.



Gambar 3.8 Kecepatan Putaran Rotor pada Beberapa Nilai Kecepatan Aliran *Inlet*

3.2 Tahap *Processing*

Setelah model dibuat dan proses *meshing* selesai, tahapan berikutnya adalah tahap pengaturan *solver* untuk simulasi atau disebut juga tahap *processing*. Pada tahap ini, digunakan program ANSYS Fluent 18.1 untuk mensimulasikan aliran dalam domain yang telah melewati proses *meshing*. Beberapa hal yang diatur dalam tahap *processing* antara lain adalah *materials*, *cell zone conditions*, *boundary conditions*, *turbulence model*, *solution method*, *residual monitor*, dan *time-step size*. Selain itu pada studi numerik CFD perlu dilakukan *Grid Independency Test* dan komparasi hasil simulasi dengan hasil eksperimen untuk menjamin bahwa penelitian mampu memberikan hasil yang cukup akurat.

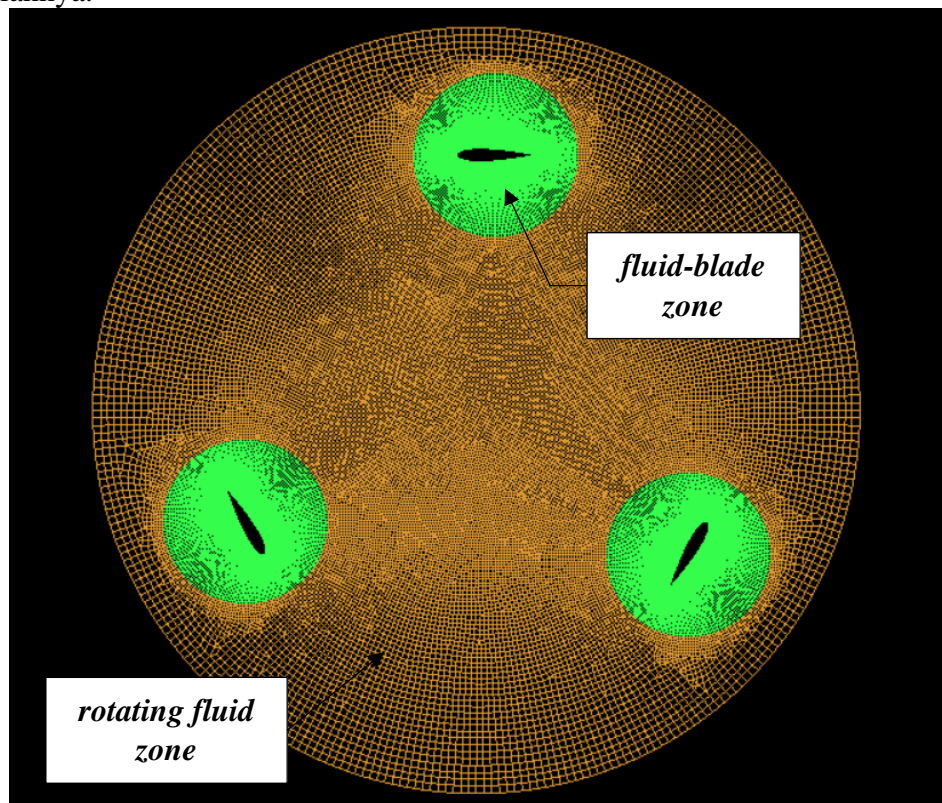
3.2.1. *Materials*

Material yang digunakan dalam simulasi di penelitian ini adalah fluida yang mengalir melalui domain simulasi. Fluida air dipilih sebagai material yang digunakan dengan nilai kerapatan ρ sebesar 996.53 kg/m^3 dan nilai viskositas absolut μ sebesar $8.502 \times 10^{-4} \text{ kg/m.s}$. Nilai properti material tersebut cukup sesuai dengan kondisi riil fluida dimana turbin bekerja.

3.2.2. *Cell Zone Conditions*

Cell zone condition diterapkan pada zona-zona fluida dalam domain terutama pada *rotating domain*. *Rotating domain* diatur sebagai *mesh motion* pada saat pengambilan data-data terkait efisiensi turbin dengan kecepatan putar yang telah diestimasi untuk masing-masing nilai kecepatan aliran fluida *inlet*. Sumbu putar yang ditetapkan adalah sumbu-z dengan pusat

putaran di titik referensi $(x,y = 0,0)$ dimana poros rotor berada. Adapun zona-zona dalam domain yang diatur sebagai *mesh motion* adalah *rotating fluid zone* dan *fluid blade zone*. *Rotating fluid zone* adalah zona fluida di dekat *swept-area* rotor turbin namun relatif lebih jauh dari sudu rotor turbin. Adapun *fluid blade zone* merupakan zona fluida di sekitar setiap sudu rotor turbin. Gambar 3.9 menunjukkan daerah *rotating fluid zone* dan *fluid blade zone* dalam domain simulasi yang digunakan pada penelitian ini. *Mesh motion* merupakan pengaturan digunakan dalam teknik *sliding mesh* sebagaimana yang dilakukan oleh Widyawan (2021) dalam penelitiannya.



Gambar 3.9 *Rotating Domain* dan Pembagian Zona Fluida di Dalamnya

Sementara itu, kondisi *mesh motion* dinonaktifkan pada *rotating fluid zone* dan *fluid-blade zone* pada saat pengambilan data-data *self starting* turbin. Hal ini dikarenakan kondisi *self strating* turbin dianalisis pada saat turbin masih dalam kondisi diam (tepat akan bergerak) dan aliran mengalir di dalam domain selama periode *flowtime* tertentu. Posisi awal rotor turbin pada kondisi statis/diam adalah posisi sudut putar (azimut) $\theta = 0$. Setelah aliran disimulasikan selama *flowtime* tertentu, simulasi terhenti dan *mesh motion* diaktifkan kembali pada *rotating fluid zone* dan *fluid-blade zone* agar posisi rotor turbin diperbaharui. Selisih posisi θ yang diterapkan adalah $\Delta\theta = 15^\circ$ dan data *self start* diambil hingga posisi $\theta = 120^\circ$ dikarenakan kesimetrisan geometri dari rotor turbin.

3.2.3. *Boundary Conditions*

Sebagai mana tercantum dalam Tabel 3.2 sebelumnya, terdapat beberapa kondisi syarat batas yang diterapkan dalam domain simulasi. Adapun beberapa *boundary conditions* yaitu *velocity inlet*, *pressure outlet*, dan *wall* diatur sedemikian hingga kondisi simulasi dapat mendekati kondisi riil lapangan. Pada pengambilan data terkait efisiensi turbin, *wall* diatur sebagai *rotating wall* dan pada pengambilan data terkait *self start*, *wall* diatur sebagai *stationary wall*. Pengaturan lain yang diatur pada tiga syarat batas tersebut terangkum dalam Tabel 3.3.

Tabel 3.3 Pengaturan *Boundary Conditions* pada *Inlet*, *Outlet*, dan *Wall*

Daerah Batasan	Pengaturan
<i>Inlet</i>	<i>Boundary condition = Velocity-inlet</i> <i>Velocity magnitude = 0.8 m/s (kasus I) dan 1.2 m/s (kasus II)</i> <i>Turbulent intensity = 2.86% dan 2.73%</i> <i>Turbulent length scale = 1.05×10^{-2} m</i>
<i>Outlet</i>	<i>Boundary condition = Pressure outlet</i> <i>Gage pressure = 0</i> <i>Backflow turbulent intensity = 2.86% dan 2.73%</i> <i>Backflow turbulent length scale = 1.05×10^{-2} m</i>
<i>Blade</i>	<i>Wall; no slip.</i>

3.2.4. *Turbulence Model*

Pemilihan *turbulence model* didasarkan pada kebutuhan akurasi simulasi dalam menangkap fenomena aliran di sekitar sudu rotor turbin. Oleh karena itu, mengacu pada penelitian yang dilakukan oleh Rezaeiha et al. (2017) dan Nguyen et al. (2021) yang menggunakan model turbulensi *k- ω SST*, maka model yang sama juga digunakan dalam penelitian ini.

3.2.5. *Solution Method*

Solution methods yang digunakan dalam penelitian ini terangkum dalam Tabel 3.4.

Tabel 3.4 Pengaturan pada *Solution Methods* di ANSYS Fluent 18.1

Skema <i>Pressure-Velocity Coupling</i>		SIMPLEC
Diskretisasi Spasial	<i>Gradient</i>	<i>Least Square Cell Based</i>
	<i>Pressure</i>	<i>Second Order</i>
	<i>Momentum</i>	<i>Second Order Upwind</i>
	<i>Turbulent Kinetic Energi</i>	<i>Second Order Upwind</i>
	<i>Specific Dissipation Rate</i>	<i>Second Order Upwind</i>
<i>Formulasi Transient</i>		<i>Second Order Implicit</i>

3.2.6. *Residual Monitor*

Residual monitor berhubungan dengan konvergensi dari perhitungan yang dilakukan oleh program. Selama simulasi berjalan, grafik iterasi menunjukkan nilai *residual error* dari setiap perhitungan. Konvergensi dari sebuah simulasi ditandai oleh semakin mengecilnya nilai *residual* seiring dengan iterasi dan tercapai saat nilai error telah berada di bawah nilai batas yang ditetapkan pengguna. Dalam penelitian ini, nilai konvergensi yang diterapkan adalah sebesar 10^{-5} .

3.2.7. *Time-step Size*

Dalam simulasi *transient*, *time step* merupakan parameter penting yang berkaitan dengan jarak waktu antara komputasi dan waktu total komputasi. Hal ini dikarenakan pada setiap *time step*, program akan melakukan komputasi dengan jumlah iterasi maksimum yang telah ditentukan pengguna. Proses komputasi dalam satu *time step* akan berhenti otomatis saat kriteria konvergensi tercapai atau saat jumlah iterasi maksimum terselesaikan. Selanjutnya program akan memperbaharui *case* simulasi dan melakukan kalkulasi pada *time step* berikutnya hingga *time step* terakhir.

Pada dasarnya, pengaturan *time step* didasarkan pada total waktu aliran yang akan disimulasikan. Total waktu aliran kemudian dipecah dan dibagi per *number of time-step* yang dikehendaki pengguna. Pencacahan waktu aliran ini merupakan *time step size* yang merepresentasikan jarak waktu untuk program memperbaharui *case* dan proses kalkulasi. Dalam kasus *circular motion* seperti pada penelitian ini, *number of time-step* dan *time step size* ditentukan berdasarkan jumlah putaran yang akan disimulasikan N , selisih derajat sudut yang akan di-*update* dalam setiap kalkulasi $\Delta\theta$, dan frekuensi angular rotor Ω . Sehingga *number of time-step* (NTS) dalam penelitian ini dikalkulasi melalui persamaan di bawah.

$$NTS = \frac{N}{\Delta\theta} \times 360^0 \quad (3.2)$$

sementara itu *time step size* (TSS) dalam satuan sekon pada penelitian ini diestimasi melalui persamaan berikut:

$$TSS = \frac{N}{0.159155\Omega \cdot NTS} \quad (3.3)$$

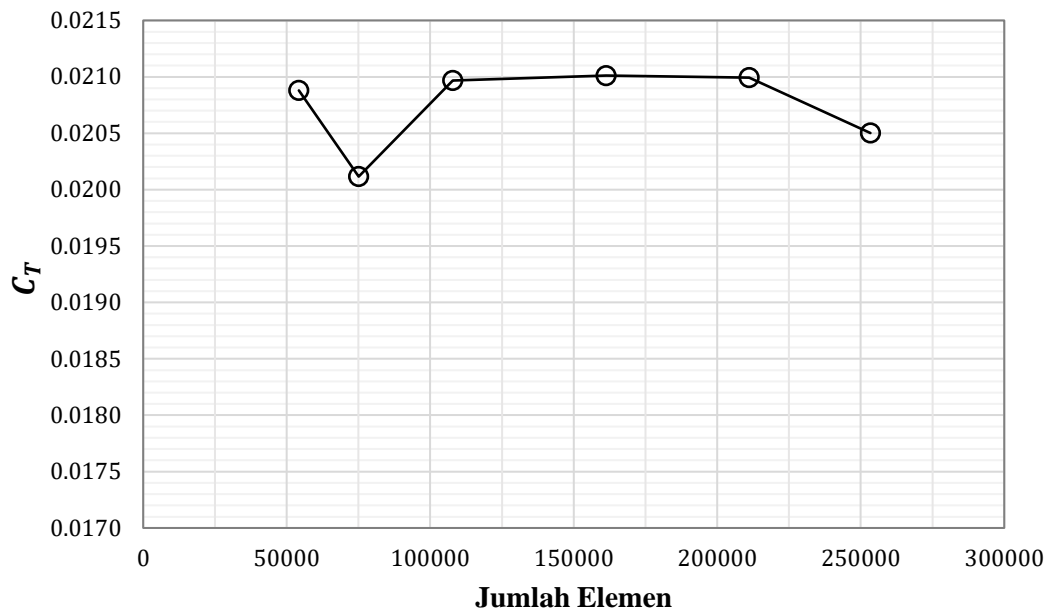
Nilai kenaikan sudut putar untuk kondisi turbin berputar yang digunakan dalam penelitian ini diambil dari referensi penelitian yang dilakukan oleh Widyawan (2021), yaitu $\Delta\theta = 1^0$. Sehingga untuk setiap nilai kecepatan aliran fluida *inlet* 0.8 dan 1.2 m/s, *time step size* yang digunakan adalah 2.525×10^{-4} dan 2.458×10^{-4} sekon. Dalam penelitian ini, diambil sepuluh data putaran pertama (N) untuk di olah dan dibahas dalam pembahasan. Dengan begitu, *number of time-step* yang diperlukan untuk mendapatkan sepuluh putaran rotor turbin tersebut adalah 3600 *time step*. Adapun pada kondisi turbin statis, *time step size* yang sama digunakan dengan *number of time step* yang disesuaikan sehingga *flowtime* yang dihasilkan bernilai 10 sekon (untuk posisi $\theta = 0$) dan 7.5 sekon (untuk $\theta = 15^0$ hingga $\theta = 120^0$).

3.2.8. Grid Independency Test

Grid Independency Test merupakan tahapan penting dalam simulasi numerik untuk menjamin bahwa data hasil simulasi masih cukup akurat namun juga efisien dari segi *computational effort* yang ditimbulkan. Dalam proses *grid independency test* pada penelitian ini, digunakan enam model *mesh* dengan kerapatan dan jumlah elemen yang berbeda-beda. Dari keenam model tersebut, diperoleh nilai koefisien torsi C_T yang kemudian saling dibandingkan untuk mendapatkan model *mesh* dengan nilai *error* dan jumlah elemen yang optimal. Melalui proses *grid independency test*, dihasilkan luaran data yang disajikan dalam Tabel 3.5 dan Gambar 3.10 di bawah. Dari data tersebut, terlihat bahwa model *mesh* E menghasilkan nilai C_T yang relatif sama dengan model *mesh* D dengan *error* relatif sebesar 0.09%. Berdasarkan hasil *grid independency test*, model *mesh* D dipilih sebagai model yang optimal untuk digunakan dalam penelitian ini dengan total jumlah elemen sebanyak 161312 elemen.

Tabel 3.5 Nilai C_T dan *Error* dalam *Grid Independency Test*

Model Mesh	Jumlah Elemen	Y+ Max	Koefisien Torsi (C_T)	Error Relatif C_T
A	54247	1.78	0.02088	-
B	75062	1.78	0.02012	3.79%
C	107840	1.89	0.02097	4.06%
D	161312	1.84	0.02101	0.21%
E	211145	0.92	0.02099	0.09%
F	253363	0.92	0.02050	2.40%



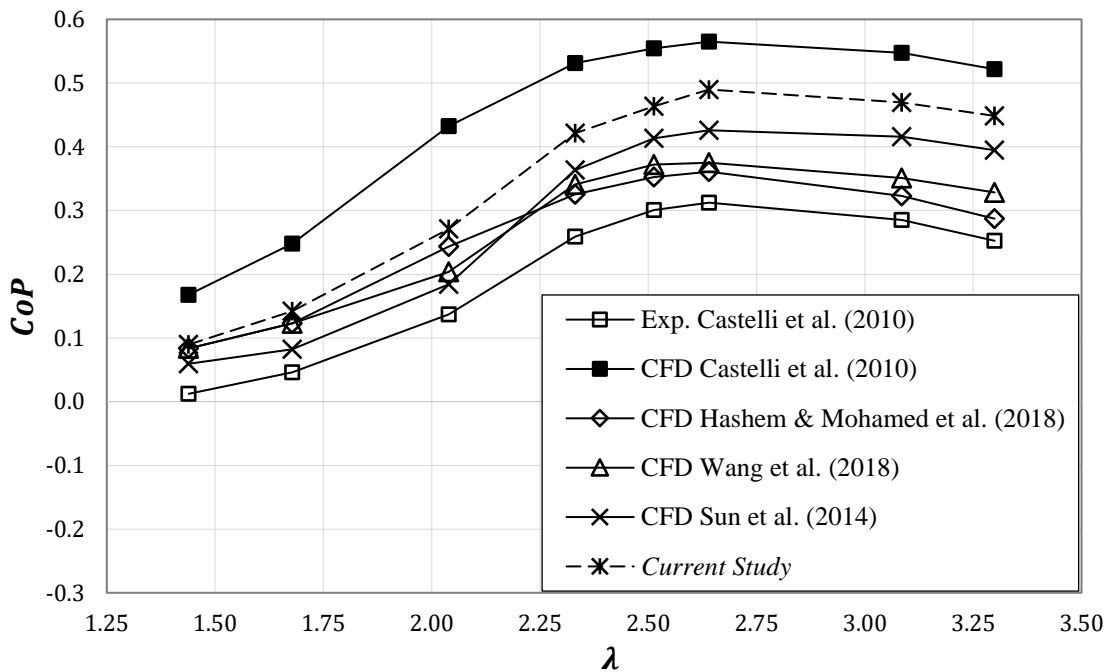
Gambar 3.10 Hasil *Grid Independency Test*

Berdasarkan Gambar 3.10 di atas dan juga data Tabel 3.5, *mesh* model C tampaknya telah cukup baik dan lebih optimal untuk digunakan dalam penelitian ini dikarenakan jumlah elemen *mesh* model C memiliki jumlah elemen yang lebih sedikit dibanding *mesh* model D. Namun demikian dengan alasan akurasi, digunakan *mesh* model D dikarenakan *computational effort* yang dibutuhkan hanya sedikit lebih besar dibandingkan *computational effort* yang diperlukan untuk simulasi dengan *mesh* model C. Oleh karena itu, perlu diteliti lebih lanjut mengenai akurasi data yang dihasilkan oleh simulasi dengan *mesh* model C pada penelitian serupa di kemudian hari.

3.2.9. Komparasi Hasil Simulasi dengan Penelitian Terdahulu

Komparasi hasil simulasi dengan eksperimen merupakan proses yang dilakukan dalam rangka membandingkan kesesuaian data yang dihasilkan oleh model simulasi dengan data yang diperoleh pada penelitian serupa yang telah ada sebelumnya. Dalam proses komparasi ini, digunakan model turbin angin Darrieus sumbu vertikal yang sama dengan model eksperimen (Castelli et al., 2010). Dengan *set-up* Ansys Fluent 18.1 yang sudah disebutkan dalam pembahasan sebelumnya, didapatkan data koefisien daya CoP sebagai fungsi TSR λ yang memiliki tren grafik yang sama dengan data CoP hasil eksperimen Castelli et al. (2010) seperti yang ditunjukkan dalam Gambar 3.11. Selain itu, dapat terlihat juga bahwa nilai CoP maksimum dan minimum pada penelitian ini dan pada eksperimen Castelli et al. (2010) terjadi di TSR yang sama. Meskipun demikian, terdapat penyimpangan CoP pada penelitian ini dengan CoP hasil eksperimen dimana CoP yang diperoleh untuk penelitian ini lebih tinggi dibandingkan CoP hasil eksperimen Castelli et al. (2010). Hal ini dapat dikaitkan dengan fakta bahwa fenomena aliran di ujung *span* sudu tidak terakomodasi oleh model simulasi 2D. Kemungkinan lainnya adalah penyederhanaan geometri yang dilakukan dalam analisis CFD, misal: pengabaian pengaruh lengan dan poros turbin dalam simulasi yang seharusnya berpengaruh terhadap *drag* dan kinerja turbin dalam data eksperimen. Selain itu, studi eksperimen yang dilakukan Castelli et al. (2010) juga memiliki ketidakpastian data yang juga mungkin berkontribusi pada perbedaan hasil ini. Beberapa faktor ketidakpastian ini antara lain adalah intensitas turbulensi yang tidak disebutkan dalam laporan, serta nilai CoP terukur tidak dikoreksi terhadap *blockage* di terowongan angin. Selain itu kekasaran permukaan model sudu turbin juga tidak disebutkan dengan jelas.

Terdapat beberapa penelitian terkait turbin Darrieus yang juga menggunakan model rotor turbin Castelli *et al.* (2010) dalam proses komparasi data, seperti penelitian Hashem & Mohamed (2018), Sun *et al.* (2014), dan Wang *et al.* (2018). Hasil komparasi penelitian-penelitian tersebut kemudian juga digunakan dalam penelitian ini. Terlihat pada λ awal yang diteliti ($\lambda = 1,44$, $\lambda = 1,68$, dan $\lambda = 2,04$) grafik CoP yang dihasilkan pada penelitian ini cenderung berhimpit dengan CoP hasil CFD Hashem & Mohamed (2018) dan Wang *et al.* (2018). Akan tetapi pada λ yang lain grafik antara penelitian ini dengan kedua penelitian tersebut cenderung memiliki selisih yang cukup lebar. Sementara itu jika dibandingkan dengan hasil CFD Sun *et al.* (2014), selisih setiap titik data cenderung seragam untuk semua λ . Hal ini menjadikan nilai *root mean square error* (RMSE) antara penelitian ini dengan penelitian Sun *et al.* (2014) cenderung lebih rendah dibandingkan dengan penelitian lain, yakni sebesar 6%. Adapun selisih nilai yang terjadi diakibatkan oleh perbedaan *mesh* dan *set-up* simulasi antara penelitian-penelitian tersebut. Dengan hasil data dan fakta-fakta yang telah didapatkan, dapat disimpulkan bahwa telah dicapai keselarasan data yang cukup baik antara metode CFD dalam penelitian ini dengan penelitian-penelitian yang telah disebutkan.



Gambar 3.11 Komparasi CoP Hasil Simulasi dengan Penelitian Terdahulu

3.3 Tahap *Post-Processing*

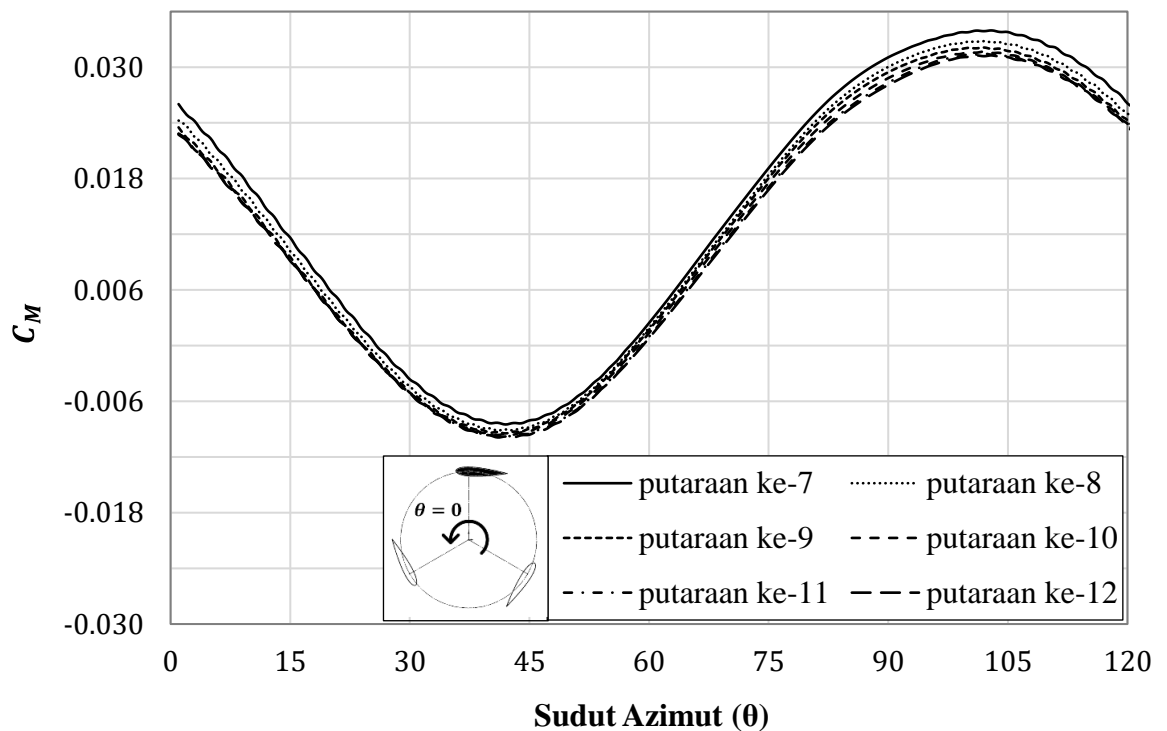
Tahap *post-processing* dalam penelitian ini merupakan tahap dimana data-data hasil simulasi diambil dan diolah. Data kualitatif yang diambil dari hasil simulasi *software* ANSYS Fluent 18.1 berupa nilai koefisien torsi C_T , koefisien torsi statis C_{TS} , koefisien tekanan statis c_p di permukaan sudu rotor dan koefisien daya CoP dari rotor turbin. Sementara itu data kualitatif yang diambil berupa kontur tekanan, kontur nilai kecepatan, dan juga *relative streamline*. Adapun data-data tersebut diambil pada dua kondisi, yaitu kondisi turbin sesaat sebelum berputar (turbin masih dalam posisi diam) dan kondisi turbin di putaran yang stabil (turbin telah berada pada kondisi operasional yang *steady*). Pada kondisi sesaat sebelum berputar, diamati karakteristik *starting* rotor turbin. Sementara itu pada periode putaran stabil, diamati karakteristik performa kerja turbin. Berikut ini prosedur-prosedur dalam pengambilan dan pengolahan data yang dimaksud.

3.3.1. Penentuan Putaran Stabil Rotor Turbin

Sebagaimana telah disebutkan bahwa dalam penelitian ini dilakukan dengan simulasi *unsteady* melalui *software* CFD Ansys Fluent 18.1, maka aliran yang melalui rotor sesaat setelah simulasi dijalankan belum berada pada kondisi yang stabil. Untuk itu, pengambilan data terkait dengan efisiensi turbin tidak dapat dilakukan pada kondisi yang belum stabil tersebut. Dilakukan proses penentuan putaran stabil dengan membandingkan nilai RMS dari koefisien momen C_M selama periode waktu 12 putaran rotor untuk menentukan periode pengambilan data. Data C_M RMS yang digunakan berikut dengan nilai *error* relatif ditampilkan dalam Tabel 3.7 di bawah. Dalam tabel tersebut, dapat dilihat bahwa C_M RMS pada putaran ke-11 menunjukkan *error* relatif yang relatif kecil dibandingkan dengan putaran-putaran lainnya. Nilai *error* tersebut adalah nilai C_M RMS putaran ke-11 yang dibandingkan dengan C_M RMS putaran ke-10. Selain itu, secara kualitatif terlihat dalam Gambar 3.12 bahwa amplitudo kurva C_M untuk putaran ke-10 dan ke-11 memiliki simpangan yang hampir berhimpit. Oleh karena itu, dalam penelitian ini dipilih putaran ke-10 sebagai periode putaran stabil rotor turbin dimana turbin telah berada pada kondisi operasional yang *steady*. Hasil ini juga diperkuat oleh beberapa penelitian terdahulu yang juga mengambil periode putaran ke-10 dalam pengambilan data simulasi dan analisisnya.

Tabel 3.7 Nilai C_M RMS dan *Error* untuk Periode Putaran ke-n

n	C_M RMS	<i>Error</i>	n	C_M RMS	<i>Error</i>
6	0.0214	8.56%	10	0.0189	1.50%
7	0.0203	5.55%	11	0.0188	0.72%
8	0.0196	3.49%	12	0.0187	0.35%
9	0.0192	2.13%			

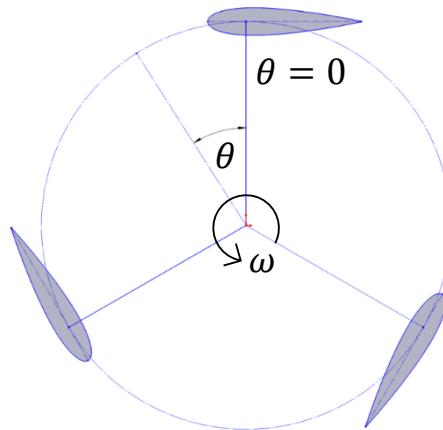


Gambar 3.12 C_M Hasil Simulasi di Putaran ke-7 hingga 12

3.3.2. Prosedur Pengambilan dan Pengolahan Data Kuantitatif

Data kuantitatif yang diambil dalam penelitian ini adalah koefisien torsi turbin C_T , koefisien torsi statis turbin C_{T_s} dan koefisien daya turbin CoP . Semua data yang diambil merupakan koefisien torsi dan daya total dari masing-masing sudu dan ketiga sudu rotor turbin Darrieus. Nilai C_{T_s} diambil pada saat turbin tepat akan bergerak (diam) dalam kondisi simulasi yang telah dijelaskan sebelumnya dan digunakan dalam menganalisis karakteristik *self-start* turbin pada setiap posisi azimut untuk setiap *pitch angle*. Sementara itu nilai C_T dan CoP diambil pada saat turbin berputar di putaran yang stabil (periode putaran ke-10) dan digunakan dalam analisis kinerja turbin. Oleh karena itu dalam simulasi untuk pengambilan data C_T , rotor turbin diatur berputar pada kecepatan sudut tertentu yang juga telah dijelaskan sebelumnya.

Nilai C_{T_s} diolah dari nilai *moment* yang dihasilkan dalam simulasi untuk setiap *time step* yang kemudian diubah dalam bentuk koefisien torsi statis melalui persamaan 2.8. Nilai tersebut dirata-rata pada saat pola grafik C_{T_s} yang dihasilkan sudah cukup seragam (stabil). Sementara itu nilai C_T diolah dari nilai *moment* yang dihasilkan dalam simulasi pada periode putaran stabil (putaran ke-10) untuk setiap posisi azimut yang kemudian diubah dalam bentuk koefisien torsi melalui persamaan 2.8. Adapun nilai CoP diolah dari nilai *moment* yang dihasilkan dalam simulasi untuk setiap posisi azimut melalui persamaan 2.9. Data C_T dan C_{T_s} disajikan sebagai fungsi posisi azimut rotor turbin θ sebagaimana tergambar dalam Gambar 3.13 di bawah. Sementara itu untuk mendapatkan nilai koefisien daya CoP kontinu untuk satu putaran, diolah nilai rata-rata C_T dari setiap azimut sudut dan besar *tip speed ratio* λ yang kemudian diplot sebagai fungsi dari sudut *pitch* sudu rotor turbin β .



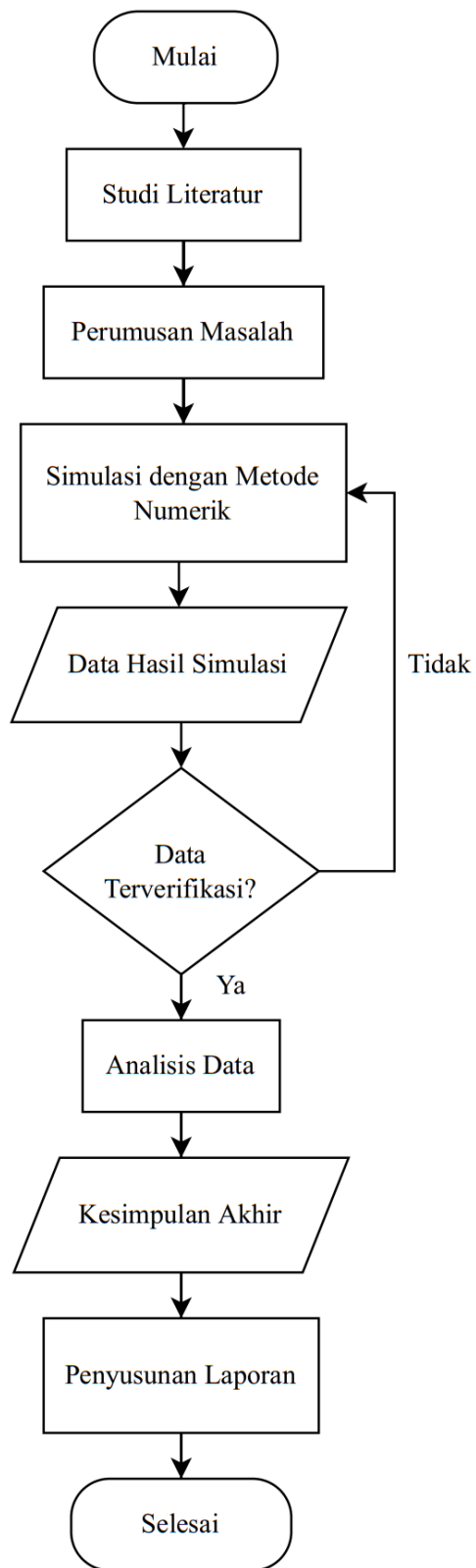
Gambar 3.13 Koordinat Posisi Sudut Rotor Turbin

3.3.3. Prosedur Pengambilan Data Kualitatif

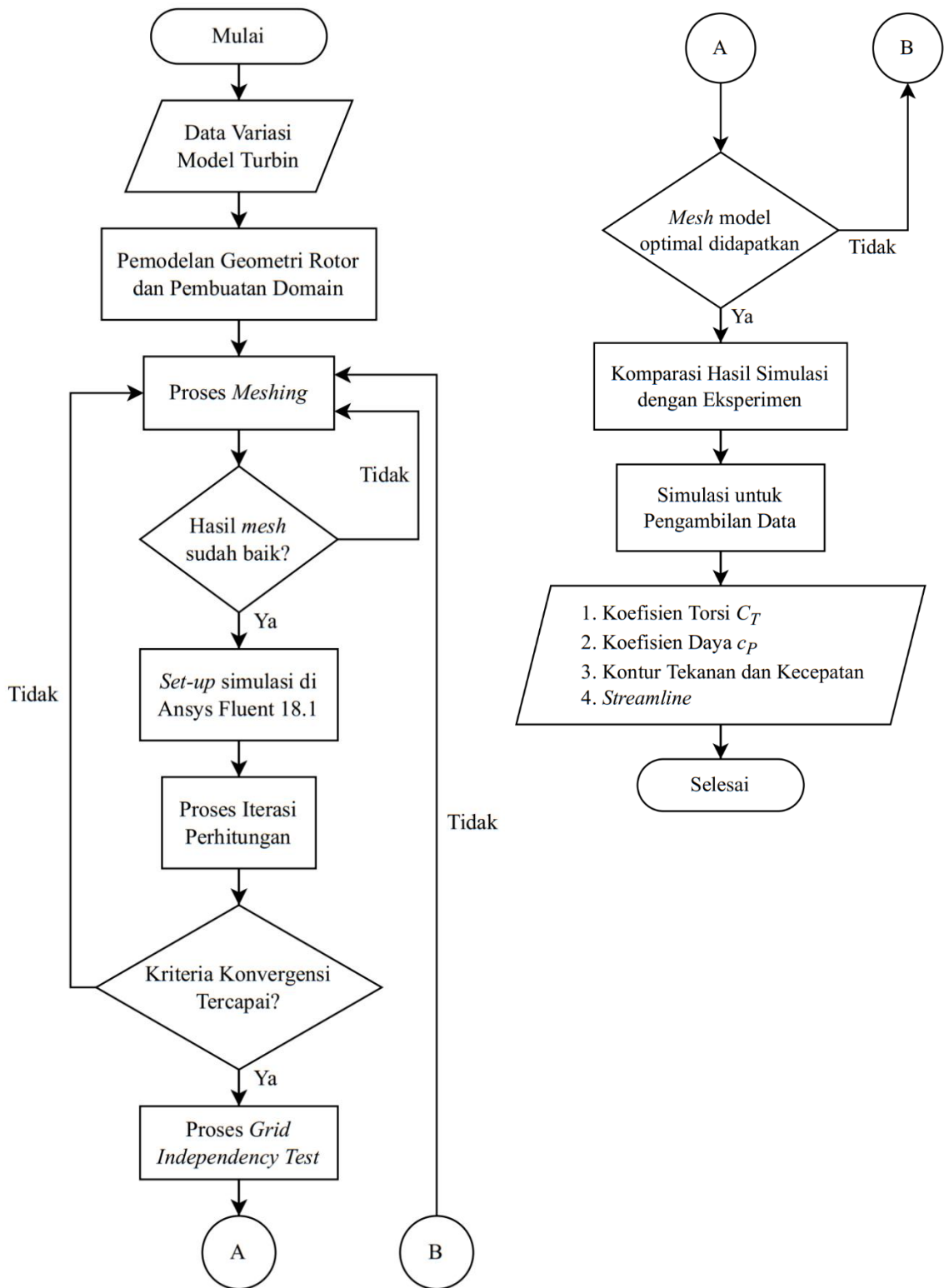
Data kualitatif berupa kontur tekanan, kontur kecepatan aliran, dan *streamline* diambil dari bidang potong XY di tengah-tengah *span* rotor turbin. Kontur tekanan dan kontur kecepatan aliran diambil baik pada kondisi sesaat sebelum turbin berputar dan kondisi turbin di putaran stabil. Data kontur tekanan dan kecepatan aliran pada kondisi sesaat sebelum turbin berputar digunakan dalam analisis karakter *self-starting* turbin. Sementara itu data kontur di putaran stabil turbin digunakan dalam analisis karakteristik kinerja turbin. *Streamline* divisualisasikan dalam rangka pengamatan pola aliran di sekitar rotor turbin.

3.4 Diagram Alir Penelitian

Studi numerik pengaruh *fixed pitch angle* pada sudu turbin hidrokinetik sumbu vertikal *Darrieus Straight Blade* terhadap performa dan karakteristik *self-starting* turbin dilakukan dengan melalui beberapa tahapan dan proses. Gambar 3.14 di bawah ini adalah runtutan proses yang dilalui dalam penelitian ini. Sementara itu dalam Gambar 3.15 ditampilkan diagram alir proses simulasi numerik secara lebih terinci.



Gambar 3.14 Diagram Alir Penelitian Secara Umum



Gambar 3.15 Diagram Alir Proses Simulasi

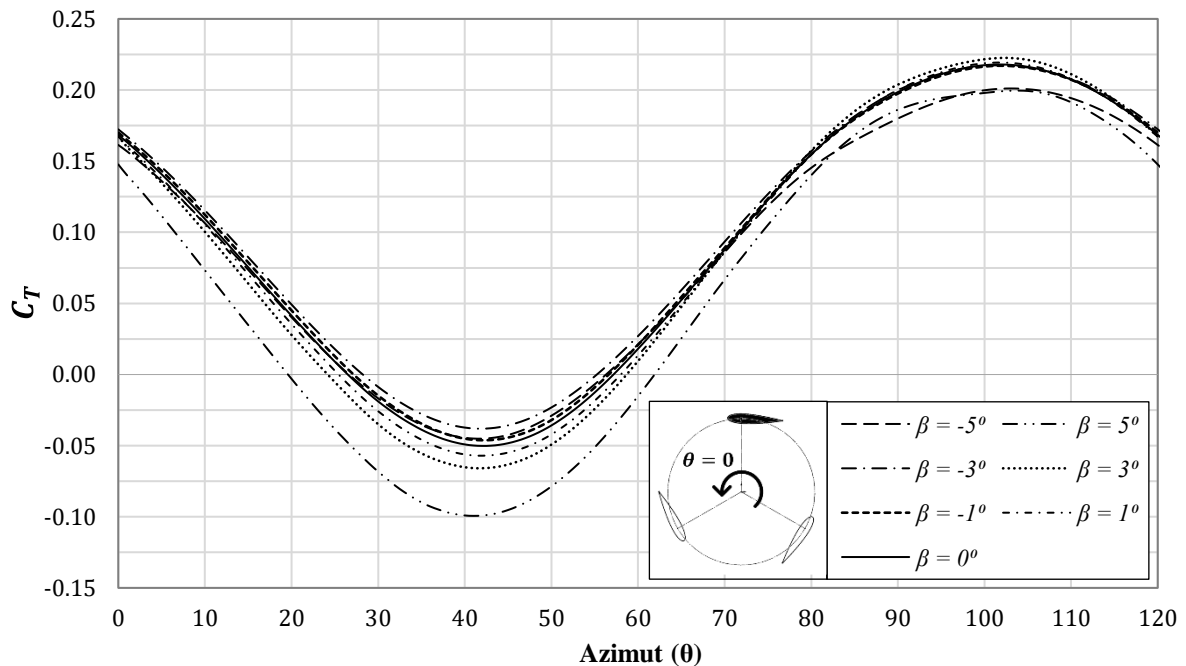
BAB 4. HASIL DAN PEMBAHASAN

Performa rotor turbin dianalisis pada saat turbin berputar dalam kecepatan putaran operasionalnya yang didasarkan pada dua nilai *tip speed ratio* λ untuk masing-masing kecepatan inlet U_∞ yang telah ditentukan. Analisis dilakukan dengan mengolah data kuantitatif berupa koefisien torsi C_T pada poros rotor dan koefisien daya CoP turbin untuk setiap sudut *pitch* β . Hasil yang diperoleh kemudian divalidasi berdasarkan kesesuaiannya dengan data kualitatif berupa kontur tekanan statis, kontur kecepatan relatif, *relative streamline*, dan visualisasi daerah *wake* pada domain aliran terutama pada zona fluida di dekat rotor dan juga di dekat sudu rotor turbin. Performa turbin terbaik didapatkan pada sudut β optimal, yaitu sudut β yang menghasilkan CoP tertinggi untuk setiap λ operasional.

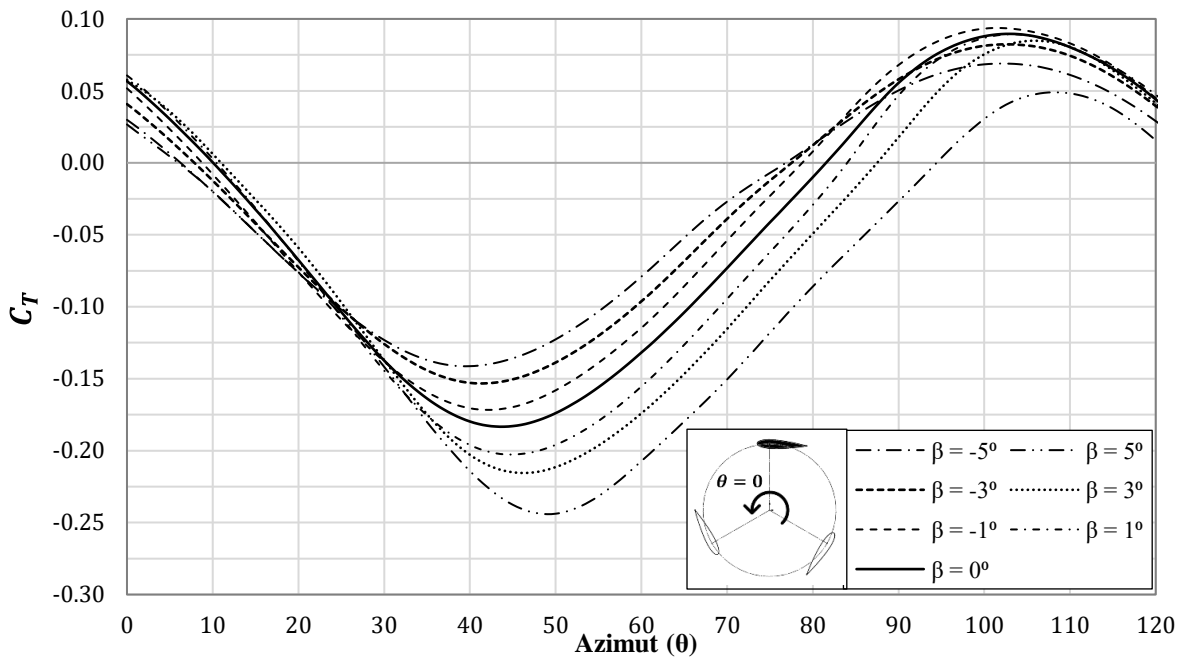
Sebagaimana yang telah dibahas dalam subbab sebelumnya, karakteristik *self-starting* turbin erat berkaitan dengan torsi awal yang dihasilkan turbin untuk memutar rotornya. Oleh karena itu, dalam penelitian ini kemampuan *self starting* turbin Darrieus dianalisis berdasarkan nilai *static torque coefficient* C_{TS} di beberapa posisi awal sudut azimut θ saat turbin tepat akan bergerak. Nilai C_{TS} positif di suatu posisi θ menandakan bahwa rotor turbin dapat berputar dengan tanpa faktor eksternal (*external starting torque*) pada posisi θ awal tersebut. Sebaliknya, nilai C_{TS} negatif menunjukkan bahwa turbin tidak memiliki kemampuan *self starting* sehingga turbin tetap membutuhkan torsi eksternal untuk berputar pada posisi θ awal tersebut.

4.1 Koefisien Torsi Poros Rotor

Nilai koefisien torsi C_T pada poros rotor diperoleh melalui persamaan 2.8 dimana torsi didefinisikan sebagai “*moment*” pada data *output solver* Ansys Fluent 18.1. Besar *moment* diambil per $\Delta\theta = 1^\circ$ dan diolah menjadi C_T . Rotor turbin dalam penelitian ini terdiri atas tiga buah sudu, sehingga grafik $C_T = f(\theta)$ pada Gambar 4.1 merupakan superposisi dari grafik C_T yang dihasilkan oleh setiap tiga buah sudu tersebut untuk TSR $\lambda = 2,96$ ($Re_d = 1,406 \times 10^6$). Absis dibatasi pada interval $0 \leq \theta \leq 120^\circ$ dikarenakan kesimetrisan geometri rotor. Adapun untuk $\lambda = 4,32$ ($Re_d = 9,377 \times 10^5$), grafik serupa ditampilkan pada Gambar 4.2. Nilai C_T kemudian dirata-rata dan ditabulasi pada Tabel 4.1 untuk digunakan dalam analisis efisiensi daya yang akan dibahas dalam subbab berikutnya.



Gambar 4.1 Grafik C_T Terhadap Posisi Sudut Azimut θ untuk $\lambda = 2,96$



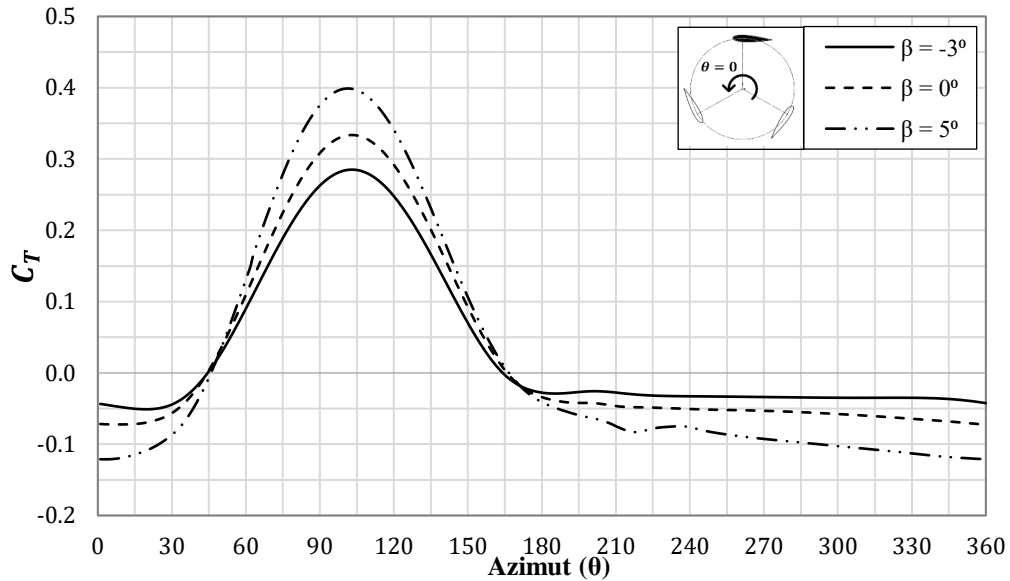
Gambar 4.2 Grafik C_T Terhadap Posisi Sudut Azimut θ untuk $\lambda = 4,32$

Tabel 4.1 Rata-rata C_T untuk Satu Putaran Rotor Turbin

No.	Tip Speed Rasio (λ)	Sudut Pitch (β)	Rata-rata C_T
1	$\lambda = 2,96$	-5°	0.087
2		-3°	0.097
3		-1°	0.093
4		0°	0.091
5		1°	0.088
6		3°	0.086
7		5°	0.061
8	$\lambda = 4,32$	-5°	-0.140
9		-3°	-0.142
10		-1°	-0.162
11		0°	-0.186
12		1°	-0.229
13		3°	-0.265
14		5°	-0.388

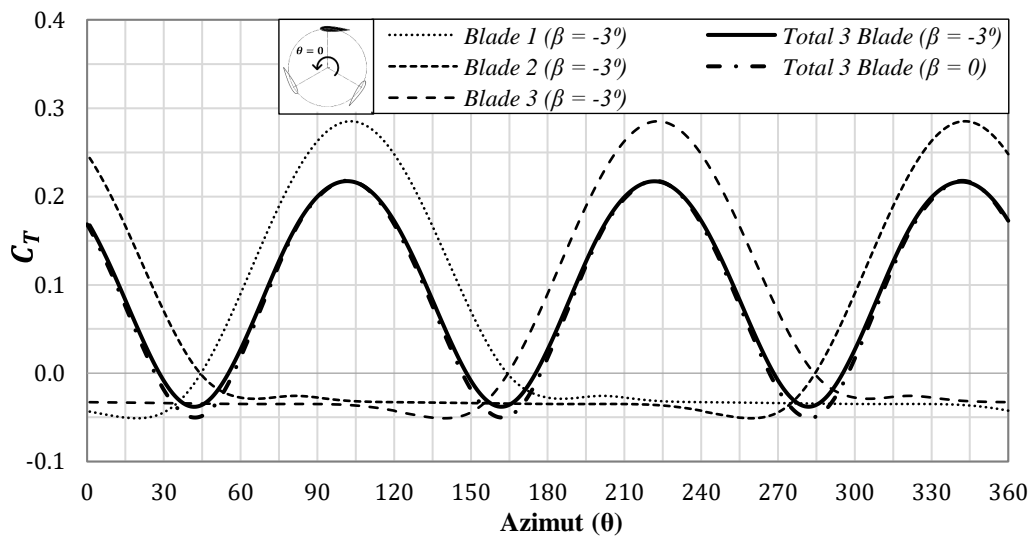
Dalam Gambar 4.1 dan Gambar 4.2, dapat diamati bahwa selama rotor turbin berputar pada nilai $\lambda = 2,96$ maupun $\lambda = 4,32$ terjadi perubahan C_T dengan pola fluktuasi sinusoidal yang seragam untuk semua sudut β . Untuk nilai $\lambda = 2,96$, meskipun C_T maksimum dan minimum untuk masing-masing sudut β memiliki nilai yang bervariasi, namun rata-rata C_T semua sudut $pitch$ β tersebut bernilai positif. Rata-rata C_T poros rotor tertinggi didapatkan pada sudut $\beta = -3^\circ$ dengan nilai 0,097 sementara rata-rata C_T poros rotor terendah didapatkan pada sudut $\beta = 5^\circ$ dengan nilai 0,061. Dari hasil ini, dapat terlihat bahwa sudut $pitch$ $\beta = -3^\circ$ pada sudu rotor dapat menghasilkan peningkatan rata-rata nilai C_T sebesar 6,62% dibandingkan dengan rotor dengan sudu konvensional tanpa sudut $pitch$ ($\beta = 0$). Sebaliknya untuk nilai $\lambda = 4,32$, rata-rata C_T poros rotor bernilai negatif untuk semua nilai sudut $pitch$ β yang mengindikasikan

bahwa rotor turbin yang diteliti (*solidity* $\sigma = 0,45$) tidak direkomendasikan untuk dioperasikan pada nilai λ tersebut ($Re_d = 9,377 \times 10^5$).



Gambar 4.3 Grafik C_T yang Dihasilkan oleh Sudu 1 untuk $\lambda = 2,96$

Gambar 4.3 menunjukkan grafik C_T poros rotor yang dihasilkan oleh sebuah sudu turbin (sudu 1) untuk tiga buah sudut β saat disimulasikan pada nilai $\lambda = 2,96$. Terlihat dari grafik tersebut bahwa untuk tiga buah sudut β yang diamati, C_T poros yang dihasilkan bernilai positif hanya pada 1/3 periode putaran ($45^\circ \leq \theta \leq 165^\circ$). Pada periode tersebut, sudu rotor dengan $\beta = 5^\circ$ memberikan nilai C_T pada poros yang lebih tinggi dibandingkan nilai C_T pada poros yang dihasilkan oleh sudu rotor konvensional maupun sudu rotor dengan sudut $\beta = -3^\circ$. Namun demikian, untuk sebagian besar periode revolusi rotor turbin, sudu rotor dengan $\beta = -3^\circ$ memberikan nilai C_T yang relatif lebih tinggi dibandingkan dengan nilai C_T pada poros yang dihasilkan oleh sudu rotor konvensional maupun sudu rotor dengan sudut $\beta = +5^\circ$. Hal ini menjadikan superposisi C_T yang dihasilkan ketiga sudu rotor dengan $\beta = -3^\circ$ untuk satu periode putaran penuh memiliki nilai rata-rata C_T yang lebih baik dibandingkan dengan sudut β lainnya. Gambar 4.4 menunjukkan grafik C_T poros rotor yang dihasilkan oleh masing-masing sudu dan superposisinya.



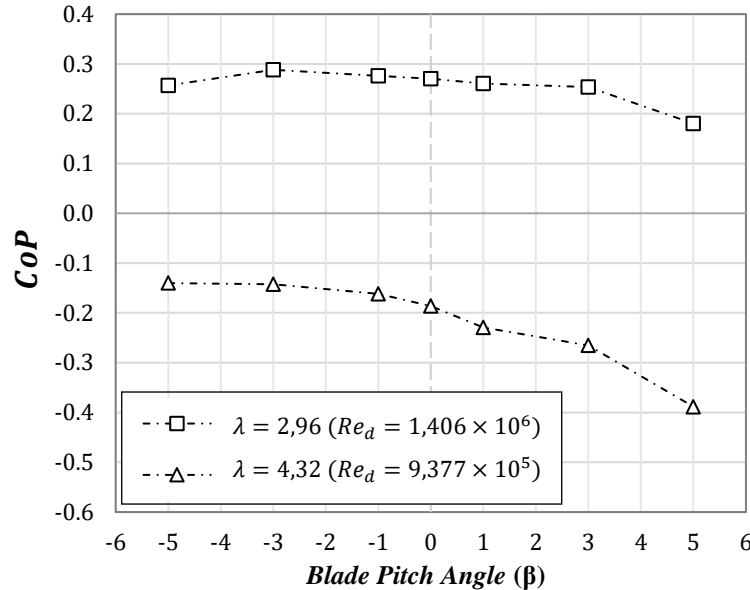
Gambar 4.4 Grafik C_T yang Dihasilkan pada Sudut $\beta = -3^\circ$ dan $\beta = 0$ ($\lambda = 2,96$)

4.2 Koefisien Daya Turbin

Koefisien daya CoP turbin merupakan besaran yang digunakan dalam menilai efisiensi rotor dalam mengekstraksi daya aliran. CoP diperoleh dari persamaan 2.9 yang disubstitusi oleh persamaan 2.8 dan 2.10. Oleh karena itu, persamaan akhir untuk CoP adalah sebagai berikut:

$$CoP = C_T \lambda \quad (4.1)$$

dimana C_T merupakan nilai rata-rata koefisien torsi yang telah diperoleh di Tabel 4.1. Sehingga untuk nilai TSR $\lambda = 2,96$ dan $\lambda = 4,32$, nilai CoP dapat dipetakan dalam grafik $CoP = f(\beta)$ pada Gambar 4.5 di bawah.

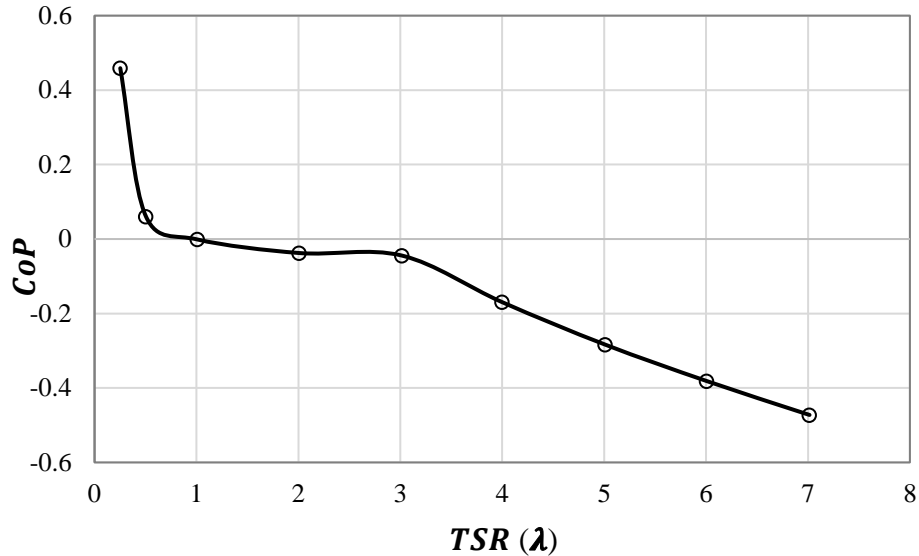


Gambar 4.5 Grafik CoP Turbin untuk Setiap Sudut β

Dari Gambar 4.5 di atas terlihat bahwa untuk $\lambda = 2,96$, seluruh sudut $pitch$ β pada sudu rotor turbin menghasilkan CoP yang bernilai positif. Nilai maksimal diperoleh pada sudut $\beta = -3^\circ$ dengan besaran $CoP = 0,29$ (naik sebesar 6,62% dari CoP rotor turbin konvensional), sehingga $\beta = -3^\circ$ merupakan sudut $pitch$ optimal untuk diterapkan pada sudu rotor dalam penelitian ini. Pada nilai λ tersebut, sudut β positif umumnya memberikan penurunan nilai CoP dari turbin konvensional sementara sudut β negatif yakni $\beta = -1^\circ$ dan $\beta = -3^\circ$ memberikan perbaikan nilai CoP dari turbin konvensional. Meskipun demikian, penambahan β negatif secara berlebih tidak selalu memberikan peningkatan CoP sebagaimana sudut $\beta = -5^\circ$ justru menghasilkan CoP yang lebih rendah dibandingkan turbin konvensional. Hal ini cenderung sesuai dengan hasil penelitian yang dihasilkan oleh Sun et al., (2021) maupun Rezaeiha et al., (2017) dimana nilai CoP cenderung meningkat pada rotor dengan sudut β negatif. Sementara itu terdapat perbedaan konsensus tanda positif dan negatif untuk sudut $pitch$ β antara penelitian ini dan penelitian yang dilakukan oleh Nguyen et al., (2021), sehingga pada penelitiannya, Nguyen et al., (2021) memperoleh hasil bahwa β positif cenderung memberikan perbaikan pada performa ekstraksi daya.

Sementara itu pada grafik yang sama terlihat bahwa untuk $\lambda = 4,32$, semua nilai sudut $pitch$ β pada sudu rotor menghasilkan nilai CoP negatif yang mengindikasikan bahwa rotor turbin yang diteliti ($solidity$ $\sigma = 0,45$) tidak direkomendasikan untuk dioperasikan pada nilai λ tersebut ($Re_d = 9,377 \times 10^5$). Hasil CoP negatif yang diperoleh untuk nilai $\lambda = 4,32$ sesuai dengan grafik dalam Gambar 4.6 yang diperoleh oleh Qamar & Janajreh (2017) dimana turbin dengan $\sigma = 0,45$ yang disimulasikan pada nilai $\lambda \geq 4$ dalam penelitian yang dilakukan

keduanya juga menghasilkan nilai CoP negatif. Nilai CoP negatif menandakan bahwa rotor yang berputar pada kecepatan angular di $\lambda = 4,32$ mentransfer daya dari putaran poros ke medan aliran, sehingga momentum angular fluida bertambah. Dalam kasus ini, rotor turbin justru kehilangan daya dan menyebabkan CoP yang dihasilkan bernilai negatif.



Gambar 4.6 Grafik CoP Rotor Turbin dengan $\sigma = 0,45$ (Qamar & Janajreh, 2017).

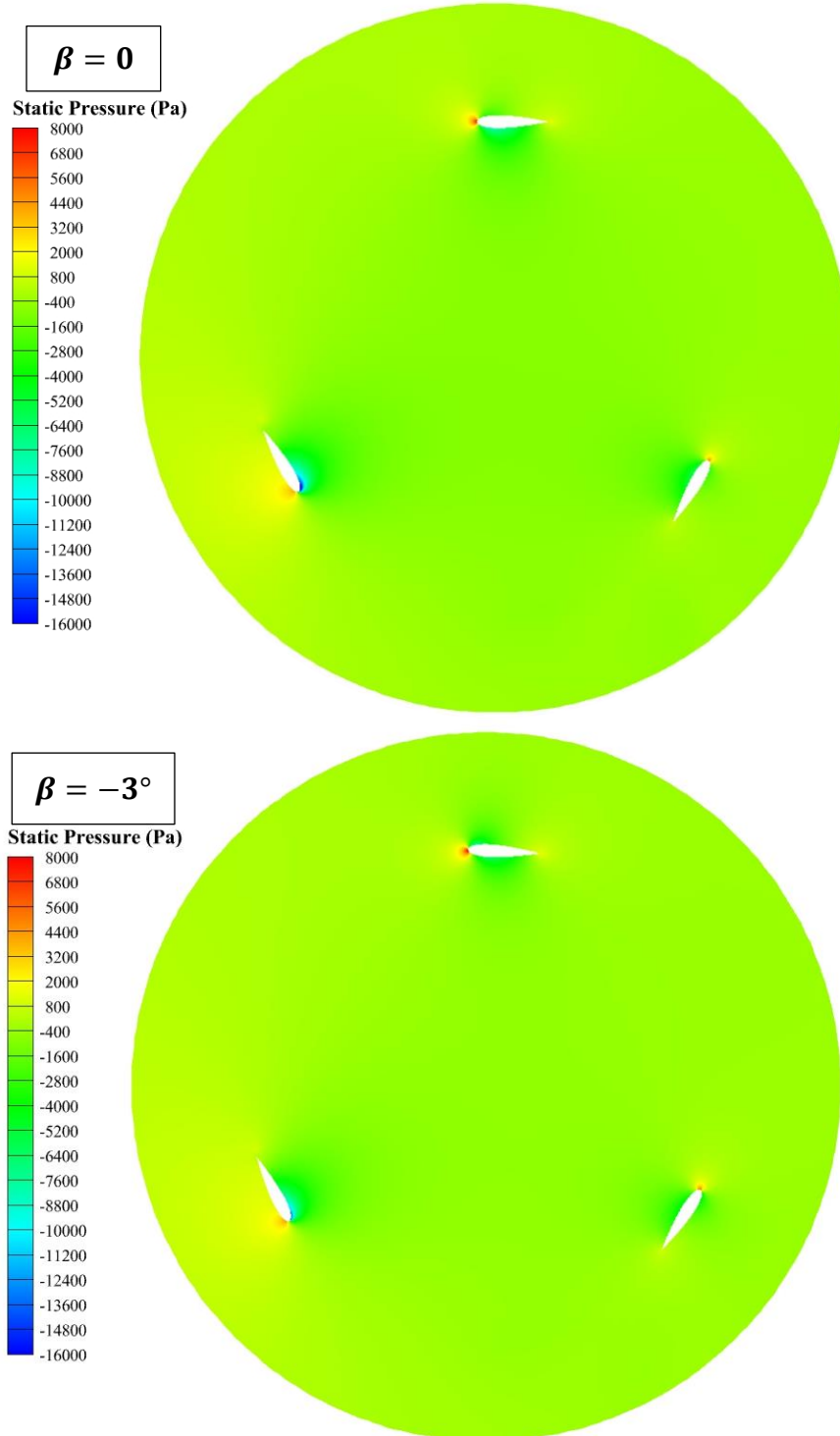
4.3 Analisis Kontur dan Pola Aliran

4.3.1 Kontur Tekanan Dalam Medan Aliran

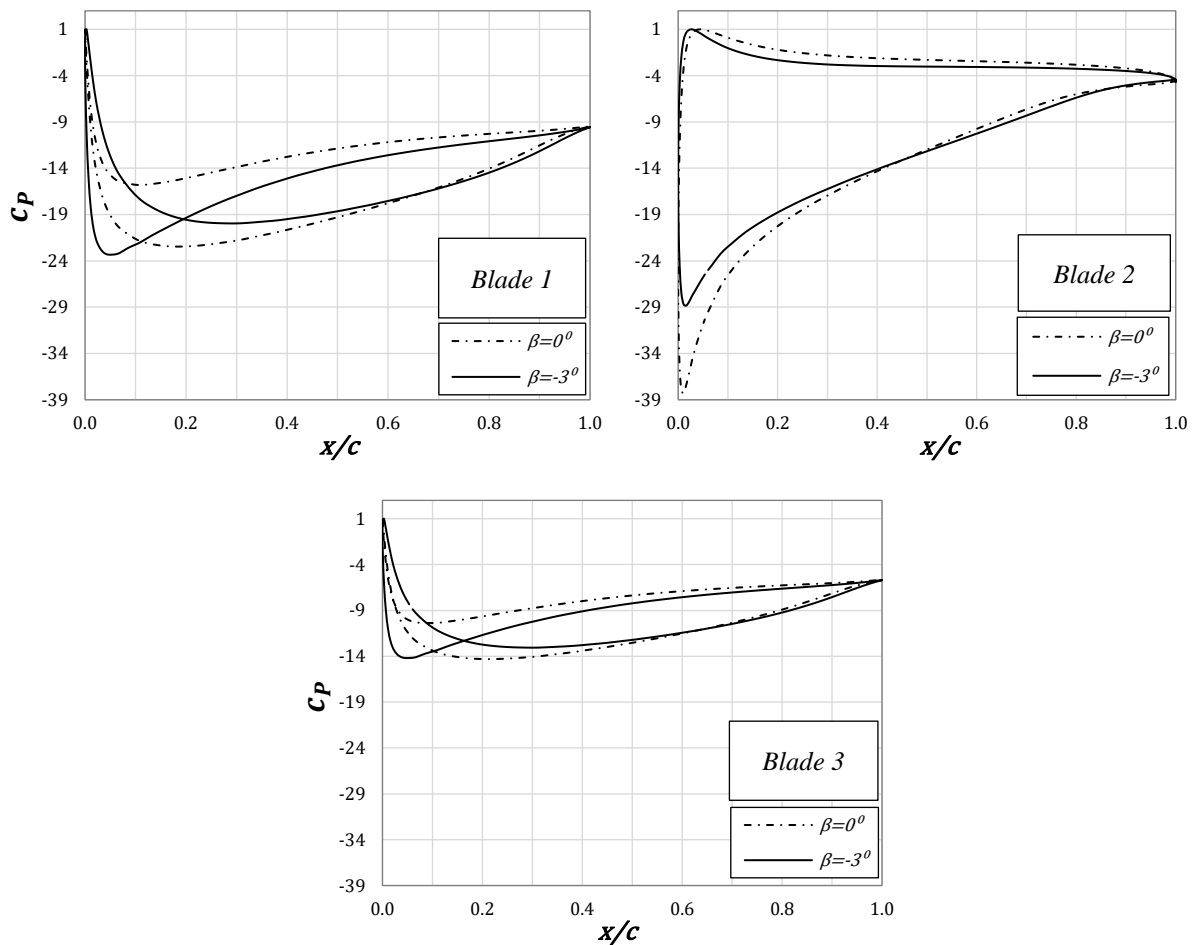
Torsi pada poros rotor turbin dihasilkan dari gaya-gaya yang bekerja pada sudu-sudu rotor. Besar dari gaya-gaya yang bekerja sangat dipengaruhi oleh pola interaksi aliran fluida dengan permukaan hidrofoil sudu sebagaimana telah dibahas pada subbab tentang prinsip kerja turbin Darrieus. Interaksi antara aliran fluida dan permukaan luar sudu yang berbeda dengan interaksi antara aliran fluida dan permukaan dalam sudu mampu menimbulkan perbedaan tekanan antara kedua sisi sudu rotor turbin Darrieus dan dalam pembahasan terkait koefisien torsi C_T sebelumnya, terlihat bahwa pada posisi azimuth yang berbeda nilai C_T yang dihasilkan juga berbeda. Oleh karena itu, analisis kontur tekanan pada medan aliran dalam kasus rotor turbin konvensional ($\beta = 0$) dan rotor turbin dengan sudut *pitch blade* optimal ($\beta = -3^\circ$) pada beberapa posisi azimuth θ dibahas dalam subbab ini.

Pada Gambar 4.7 di bawah, daerah *leading edge* sudu 1 memiliki tekanan yang besar akibat fenomena stagnasi baik pada sudu 1 rotor turbin konvensional maupun rotor turbin dengan sudut *pitch blade* optimal. Namun, pada sisi luar maupun dalam sudu sepanjang *chordline* untuk kedua rotor tersebut tidak begitu terlihat adanya perbedaan warna kontur yang kentara. Hal ini menandakan *pressure difference* yang terjadi antara kedua sisi sudu relatif kecil sebagaimana terlihat dalam grafik *coefficient of pressure* (c_p) di Gambar 4.8. Namun demikian, di antara sudu 1 pada kedua rotor tersebut terdapat perbedaan dimana sisi dalam sudu dengan sudut $\beta = -3^\circ$ memiliki c_p yang lebih tinggi dibanding sisi luarnya untuk $x/c \geq 0.2$ sedangkan sisi dalam dan luar sudu dengan $\beta = 0$ memiliki tren c_p yang konsisten. Sementara itu pada daerah *trailing edge* tekanan yang terjadi tidak begitu besar sehingga perbedaan tekanan antara *leading* dengan *trailing edge* di sudu 1 cenderung mengakibatkan nilai torsi yang bernilai negatif. Fenomena yang hampir sama terjadi juga pada sudu 3, bahkan *pressure difference* antara dua sisi sudu 3 tampak lebih kecil dibandingkan dengan *pressure difference* antara dua sisi sudu 1.

Berbeda dengan sudu 2, dimana stagnasi terjadi pada sisi luar sudu sehingga *pressure difference* yang terjadi relatif lebih besar sebagaimana juga terlihat dalam Gambar 4.8. Hal ini mengakibatkan gaya yang bekerja pada sudu 2 cukup besar dan C_T yang ditimbulkan oleh sudu 2 pada $\theta = 0$ bernilai positif dan relatif lebih tinggi dibandingkan dua sudu lainnya. Hal ini menyebabkan torsi poros pada posisi azimuth $\theta = 0$ masih memiliki nilai positif. Adapun *pressure difference* yang terjadi pada sudu 2 dengan sudut $\beta = -3^\circ$ relatif lebih kecil dibandingkan *pressure difference* yang terjadi pada sudu 2 dengan sudut $\beta = 0$.



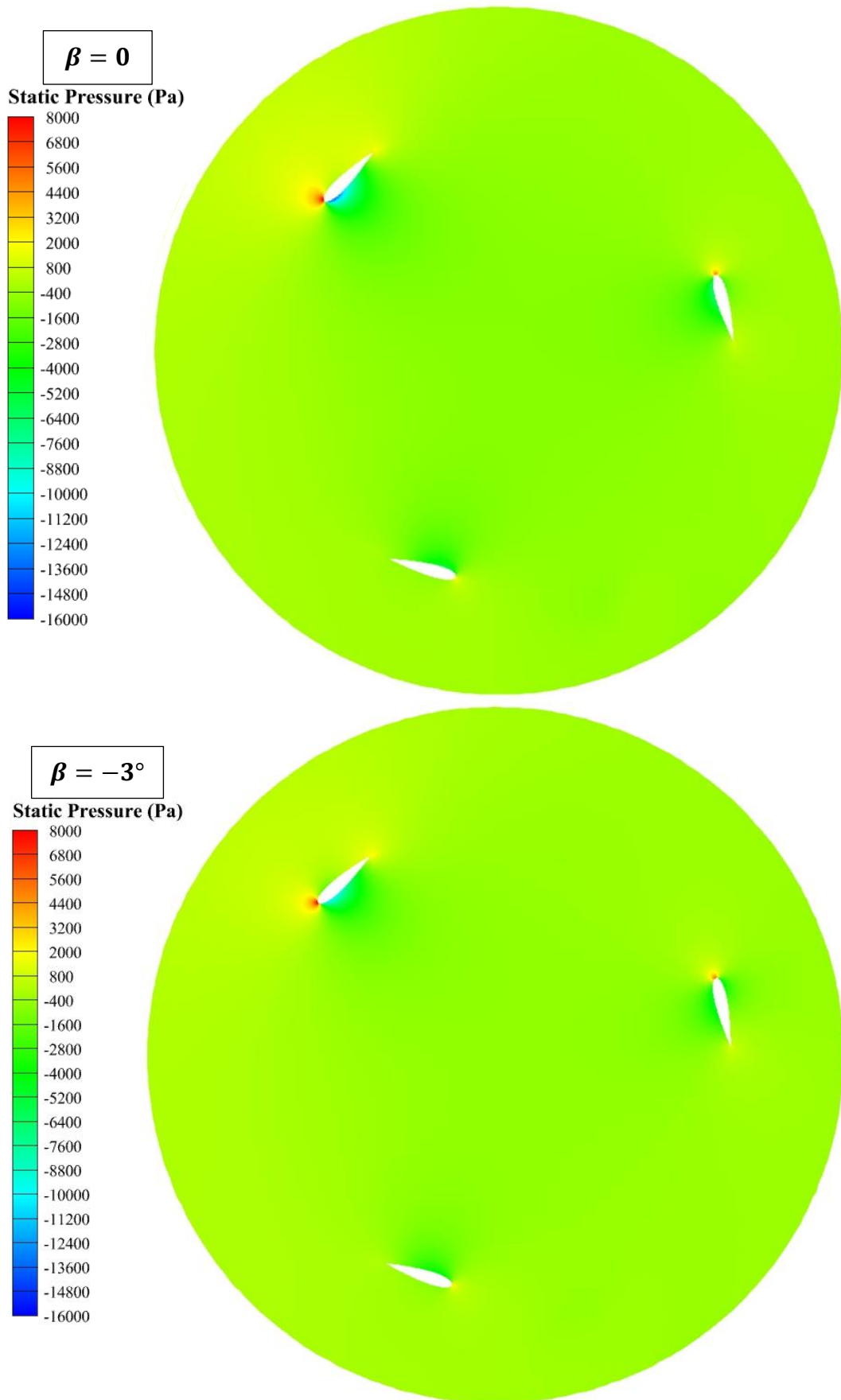
Gambar 4.7 Kontur Tekanan Statis di Sekitar Rotor Turbin pada $\theta = 0$



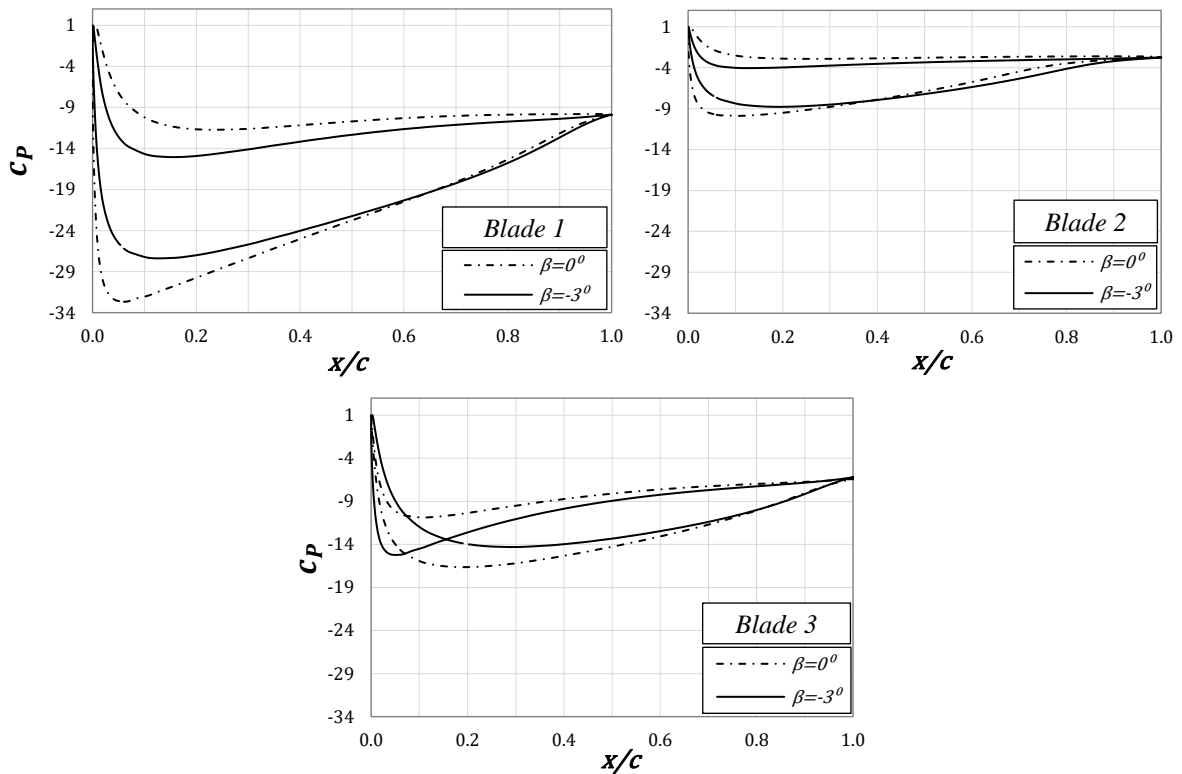
Gambar 4.8 Grafik c_p pada Sudu 1, Sudu 2, dan Sudu 3 untuk Posisi $\theta = 0$

Sementara itu pada Gambar 4.9 di bawah, saat rotor berada pada posisi $\theta = 45^\circ$ daerah *leading edge* sudu 1 untuk kedua sudut β memiliki tekanan yang besar akibat fenomena stagnasi. Sisi luar maupun dalam sudu untuk kedua sudut tersebut juga memiliki perbedaan warna kontur yang cukup kentara di dekat *leading edge*. Hal ini menandakan *pressure difference* yang terjadi antara kedua sisi sudu di dekat *leading edge* cukup besar sebagaimana terlihat dalam grafik *coefficient of pressure* (c_p) di Gambar 4.10. Namun demikian, terdapat perbedaan fenomena antara kedua sudut tersebut dimana sudu dengan sudut $\beta = -3^\circ$ memiliki perbedaan c_p (*pressure difference*) yang lebih kecil antara sisi dalam dan sisi luarnya dibandingkan sudu dengan sudut $\beta = 0$. Selain itu, resultan gaya yang bekerja pada sudu 1 tampaknya menghasilkan arah yang berimpit dengan jari-jari rotor (searah vektor normal) sehingga torsi poros yang dihasilkan oleh sudu 1 cenderung bernilai nol.

Sementara itu, sudu 2 dan sudu 3 memiliki kontur tekanan yang hampir sama untuk sisi luar dan dalam hidrofoilnya sehingga *pressure difference* di antara kedua sisi tersebut cenderung kecil. Hal ini selaras dengan data pada grafik c_p dalam Gambar 4.10 dimana perbedaan c_p antara dua sisi sudu 2 maupun sudu 3 relatif lebih kecil dibandingkan perbedaan c_p antara dua sisi sudu 1. Sementara itu, tekanan stagnasi di daerah *leading edge* (ditandai dengan warna merah terang pada kontur dan c_p maksimum di $x/c = 0$) dan tekanan yang relatif rendah di daerah *trailing edge* menyebabkan torsi rotor yang diakibatkan oleh gaya pada sudu 3 bernilai negatif dan torsi rotor yang diakibatkan oleh gaya pada sudu 2 bernilai nol.



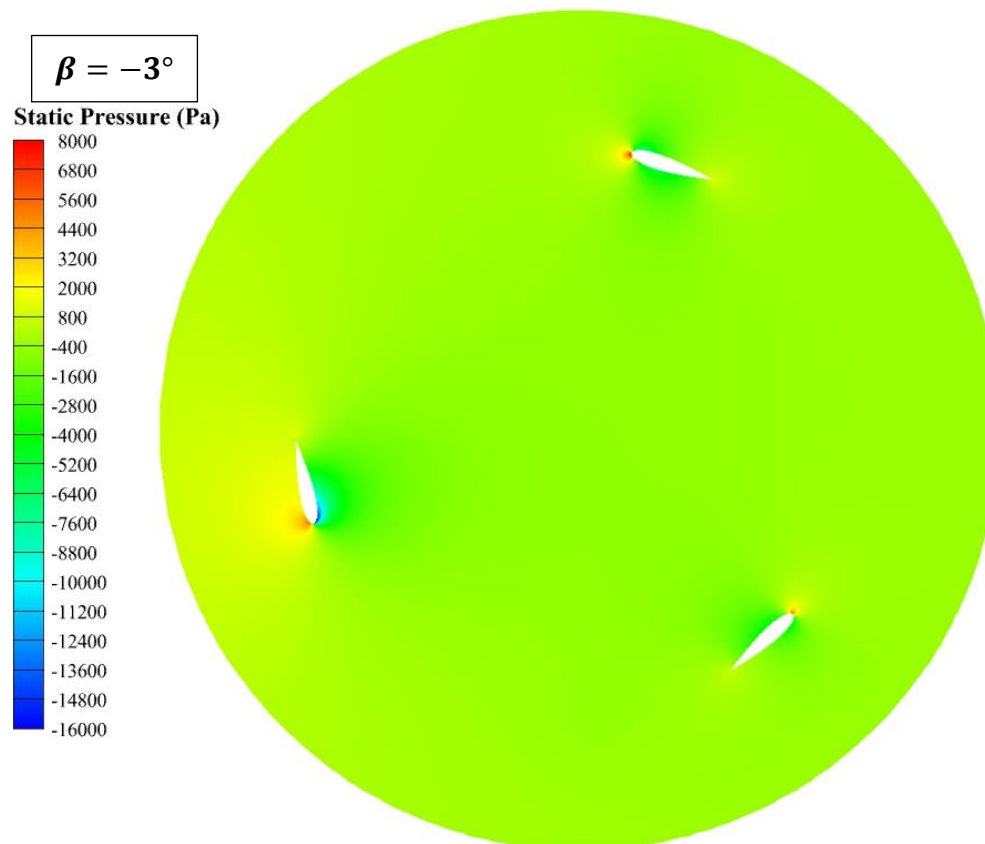
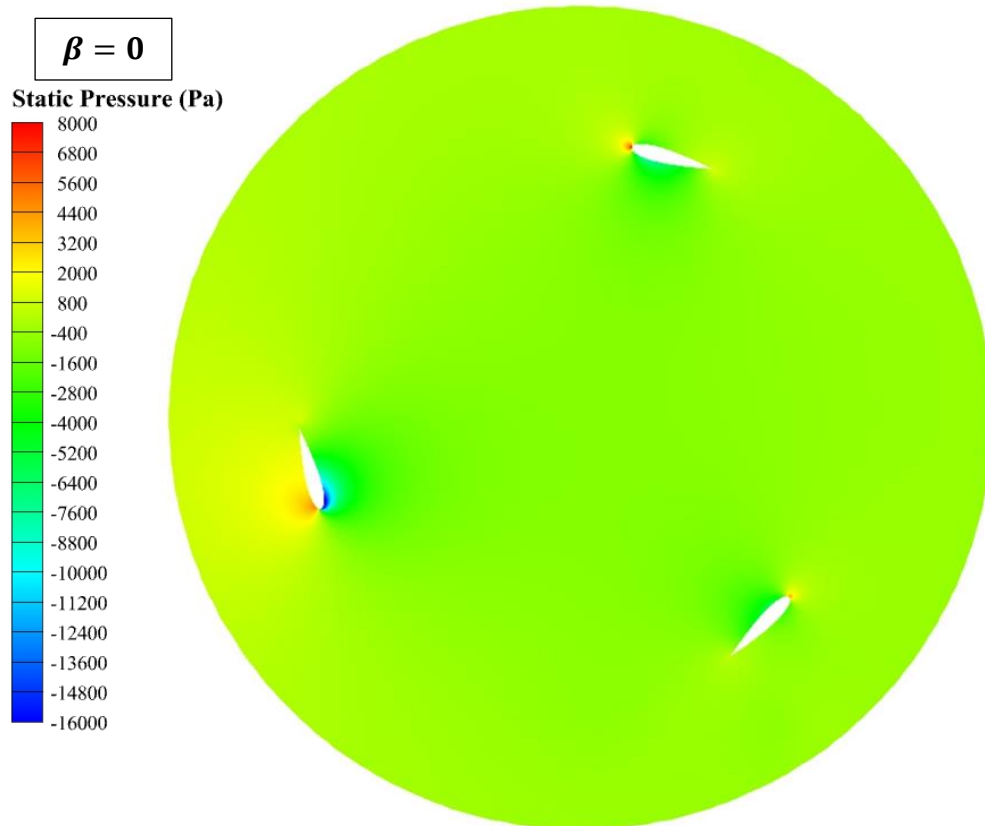
Gambar 4.9 Kontur Tekanan Statis di Sekitar Rotor Turbin pada $\theta = 45^\circ$



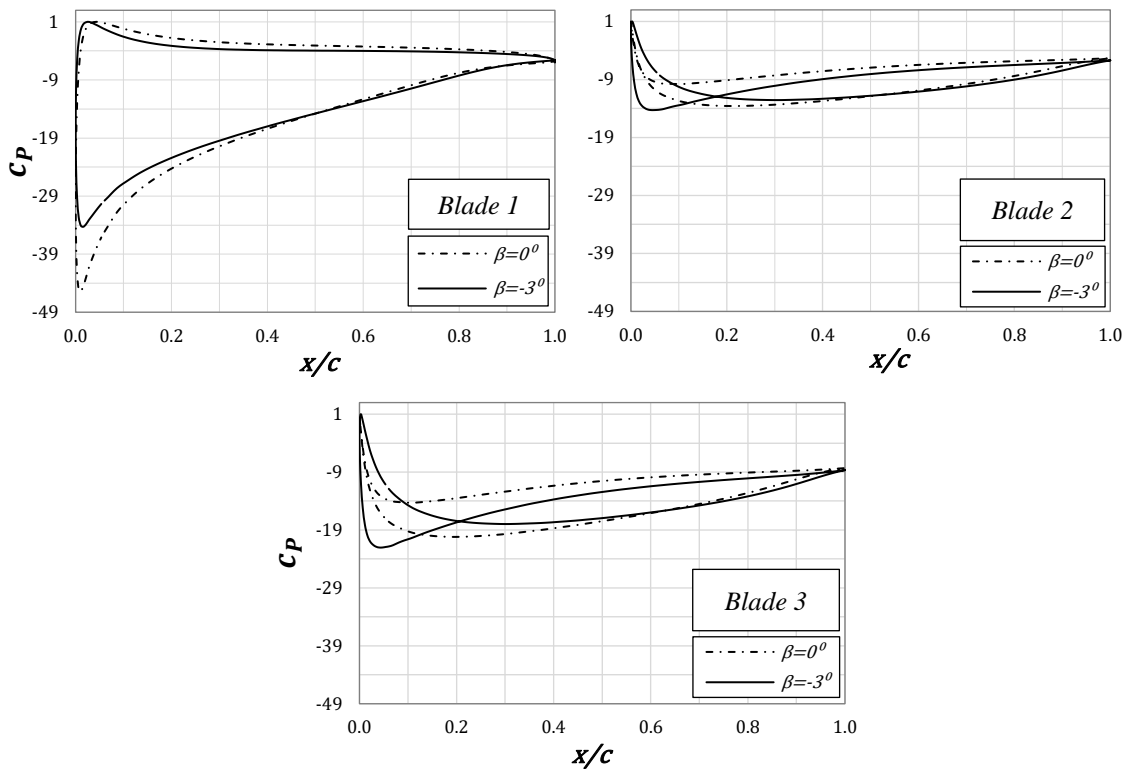
Gambar 4.10 Grafik c_p pada Sudu 1, Sudu 2, dan Sudu 3 untuk Posisi $\theta = 45^\circ$

Saat rotor berada pada posisi $\theta = 105^\circ$, stagnasi terjadi pada daerah sisi luar di dekat *leading edge* pada sudu 1 sehingga tekanan pada daerah tersebut relatif besar. Hal ini terjadi baik pada rotor turbin konvensional maupun rotor turbin dengan sudut *pitch blade* optimal. Dalam Gambar 4.11 terdapat perbedaan warna kontur yang cukup kentara pada sisi luar dan dalam sudu 1 yang menandakan *pressure difference* yang terjadi antara kedua sisi sudu cukup besar sebagaimana terlihat dalam grafik *coefficient of pressure* (c_p) di Gambar 4.12. Selain itu, resultan gaya yang bekerja pada sudu 1 tampaknya menghasilkan arah vektor yang mengakibatkan torsi poros yang dihasilkan oleh sudu 1 cenderung bernilai positif. Meskipun demikian, terdapat perbedaan fenomena antara kedua rotor tersebut dimana sudu dengan sudut $\beta = -3^\circ$ memiliki perbedaan c_p (*pressure difference*) yang lebih kecil antara sisi dalam dan sisi luarnya dibandingkan sudu dengan sudut $\beta = 0$. Hal ini menyebabkan C_T yang dihasilkan oleh sudu 1 dengan $\beta = -3^\circ$ pada posisi $\theta = 105^\circ$ tidak lebih besar dari C_T yang dihasilkan oleh sudu 1 dengan $\beta = 0$ pada posisi yang sama.

Sementara itu, sudu 2 dan sudu 3 memiliki warna kontur tekanan yang hampir sama untuk sisi luar dan dalam hidrofoilnya sehingga *pressure difference* di antara kedua sisi tersebut cenderung kecil. Hal ini selaras dengan data pada grafik c_p dalam Gambar 4.12 dimana perbedaan c_p antara dua sisi sudu 2 maupun sudu 3 relatif lebih kecil dibandingkan perbedaan c_p antara dua sisi sudu 1. Sementara itu, tekanan stagnasi di daerah *leading edge* (ditandai dengan warna merah terang pada kontur dan c_p maksimum di $x/c = 0$) dan tekanan yang relatif rendah di daerah *trailing edge* menyebabkan torsi rotor yang diakibatkan oleh gaya pada sudu 2 maupun sudu 3 bernilai negatif. Namun demikian, perbedaan tekanan ini terlihat lebih besar terjadi pada sudu 3 sehingga torsi negatif yang dihasilkan lebih besar dibandingkan dengan torsi yang dihasilkan sudu 2.



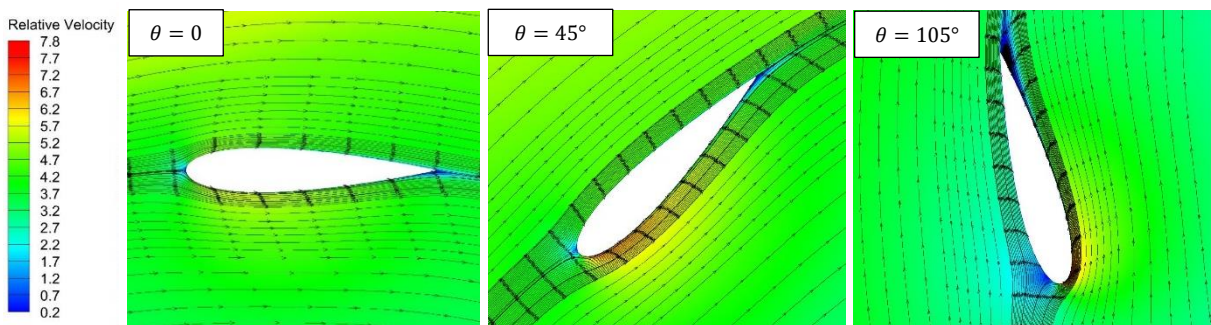
Gambar 4.11 Kontur Tekanan Statis di Sekitar Rotor Turbin pada $\theta = 105^\circ$



Gambar 4.12 Grafik c_p pada Sudu 1, Sudu 2, dan Sudu 3 untuk Posisi $\theta = 105^\circ$

4.3.2 Kontur Kecepatan Relatif dan Struktur *Streamline*

Terjadinya perbedaan tekanan di kedua permukaan sudu yang menjadikan sudu memiliki resultan gaya dan mampu menghasilkan torsi rotor merupakan fenomena yang diakibatkan oleh interaksi aliran fluida dengan sudu rotor turbin Darrieus. Interaksi yang terjadi antara aliran fluida dengan sudu rotor dibahas dalam subbab ini melalui analisis kontur kecepatan relatif dan pola *relative streamline* yang terbentuk di sekitar sudu 1 saat berada pada beberapa posisi azimuth θ untuk masing-masing sudut *pitch* $\beta = 0$ dan $\beta = -3^\circ$. Hal ini dikarenakan kecepatan relatif W merupakan salah satu variabel yang mempengaruhi resultan gaya hidrodinamis, dimana gaya angkat F_L merupakan komponen resultan gaya yang tegak lurus terhadap vektor W , dan gaya hambat F_D merupakan komponen resultan gaya yang searah/paralel dengan vektor W . Oleh karena itu munculnya gaya-gaya hidrodinamis dan efeknya terhadap torsi serta daya dari turbin dapat dijelaskan dengan menganalisis kecepatan relatif di sekitar sudu rotor.



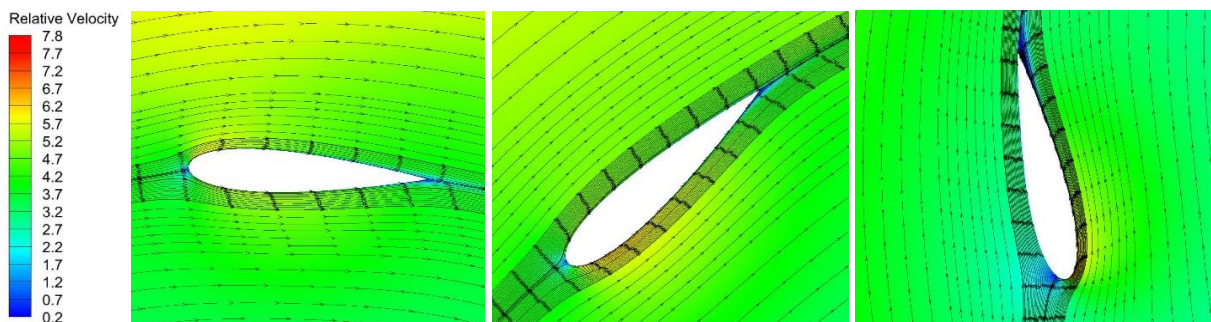
Gambar 4.13 Kontur Kecepatan Relatif Aliran dan *Streamline* di Sekitar Sudu 1 ($\beta = 0$) pada Posisi $\theta = 0, 45^\circ$, dan 105°

Gambar 4.13 menampilkan kontur kecepatan relatif aliran dan *streamline* di sekitar sudu 1 dengan sudut $\beta = 0$ pada posisi $\theta = 0, 45^\circ$, dan 105° . Di sudut $\theta = 0$, aliran fluida datang

dan terhenti pada *leading edge* hidrofoil yang ditandai dengan warna kontur yang biru. Kemudian setelah aliran di sekitar titik stagnasi tersebut melewati daerah *leading edge*, terjadi penyempitan *streamtube* yang menandakan adanya peningkatan kecepatan relatif aliran sehingga kontur yang ditampilkan tampak lebih berwarna kuning. Namun demikian, percepatan aliran ini hanya berlangsung di dekat *leading edge* dan kecepatan aliran perlahan melambat hingga di daerah *trailing edge* yang ditandai dengan pelebaran *streamtube* secara perlahan. Perubahan kecepatan relatif aliran di dalam *streamtube* ini terjadi sesuai dengan asas kontinuitas bahwa pelebaran luas penampang menyebabkan besar kecepatan aliran berkurang, dan begitu pula sebaliknya sehingga berdasarkan prinsip Bernoulli, tekanan pada aliran meningkat seiring dengan penurunan kecepatan ini. Selain itu, aliran fluida yang berkecepatan rendah memiliki tekanan yang lebih tinggi jika dibandingkan dengan tekanan pada aliran fluida berkecepatan tinggi. Namun dikarenakan pola aliran di permukaan atas dan bawah sudu 1 tampak seragam, maka perbedaan tekanan antara kedua sisi sudu tersebut cenderung rendah sepanjang sumbu x/c .

Hal berbeda terjadi pada saat sudu 1 berada di posisi $\theta = 45^\circ$. Penyempitan *streamtube* di dekat *leading edge* di bagian dalam sudu tampak lebih ekstrem dibandingkan dengan penyempitan *streamtube* di bagian luar sudu, sehingga aliran cenderung dibelokkan dan dipercepat menuju permukaan dalam sudu dan membuat kontur yang ditampilkan tampak lebih merah di sisi bagian dalam sudu dibandingkan di sisi bagian luar. Meskipun demikian, percepatan aliran juga terjadi pada bagian luar sudu di dekat *leading edge* dan stagnasi terjadi di ujung *leading edge*. Akan tetapi perbedaan tekanan pada saat sudu 1 berada di posisi $\theta = 45^\circ$ cenderung tetap memiliki nilai yang lebih tinggi dibandingkan perbedaan tekanan pada saat sudu 1 berada di posisi $\theta = 0$. Namun dikarenakan arah resultan gaya pada sudu 1 di posisi $\theta = 45^\circ$ cenderung memiliki vektor ke arah normal, maka torsi yang dihasilkan oleh sudu 1 pada posisi $\theta = 45^\circ$ memiliki nilai yang cukup rendah.

Adapun pada saat sudu rotor berada di posisi $\theta = 105^\circ$, stagnasi terjadi pada permukaan luar di dekat *leading edge* sudu 1 yang ditandai dengan warna kontur yang biru di daerah tersebut. *Streamtube* yang terbentuk di sisi luar tampak melebar sebelum aliran menjangkau bagian *leading edge* sudu 1 sampai di titik stagnasinya dan secara perlahan *streamtube* melebar seiring dengan gerakan aliran menuju *trailing edge*. Hal yang berbeda terjadi pada sisi dalam sudu 1 dimana aliran mengalami percepatan yang cukup tinggi di daerah dekat *leading edge* dimana *streamtube* tampak menyempit untuk sesaat dan melebar seiring dengan gerakan aliran menuju *trailing edge*. Perbedaan pola aliran antara permukaan luar dan dalam sudu 1 di posisi $\theta = 105^\circ$ menyebabkan resultan gaya hidrodinamis yang besar timbul pada sudu tersebut dan torsi yang dihasilkan bernilai maksimal.



Gambar 4.14 Kontur Kecepatan Relatif Aliran dan *Streamline* di Sekitar Sudu 1 ($\beta = -3^\circ$) pada Posisi $\theta = 0, 45^\circ$, dan 105°

Fenomena serupa terjadi pada sudu 1 dengan sudut $\beta = -3^\circ$ pada posisi $\theta = 0, 45^\circ$, dan 105° . Hanya saja terdapat beberapa perbedaan sebagaimana yang terlihat pada Gambar 4.14.

Pada posisi $\theta = 0$, aliran di permukaan luar dekat *leading edge* sudu 1 mengalami percepatan yang lebih tinggi dibandingkan dengan percepatan aliran pada permukaan dalam sudu saat $x/c < 0,1$. Hal ini berbeda dengan fenomena yang terjadi pada sudu 1 dengan sudut $\beta = 0$ dimana percepatan aliran di sisi luar maupun dalam sudu cenderung terlihat seragam. Penambahan sudut $\beta = -3^\circ$ menyebabkan peningkatan sudut serang α di posisi tersebut sehingga aliran cenderung dipercepat pada sisi luar sudu di dekat *leading edge*. Sebagai akibatnya tekanan di sisi atas sudu pada daerah *leading edge* lebih rendah dibandingkan tekanan di sisi bawah sudu. Meskipun demikian, terjadi pelebaran *streamtube* yang relatif signifikan pada sisi luar sudu seiring dengan aliran menjauhi daerah *leading edge* yang menyebabkan tekanan di sisi luar sudu pada akhirnya relatif lebih tinggi dibandingkan tekanan di sisi dalam sudu sebagaimana telah dibahas pada pembahasan mengenai koefisien tekanan di subbab sebelumnya.

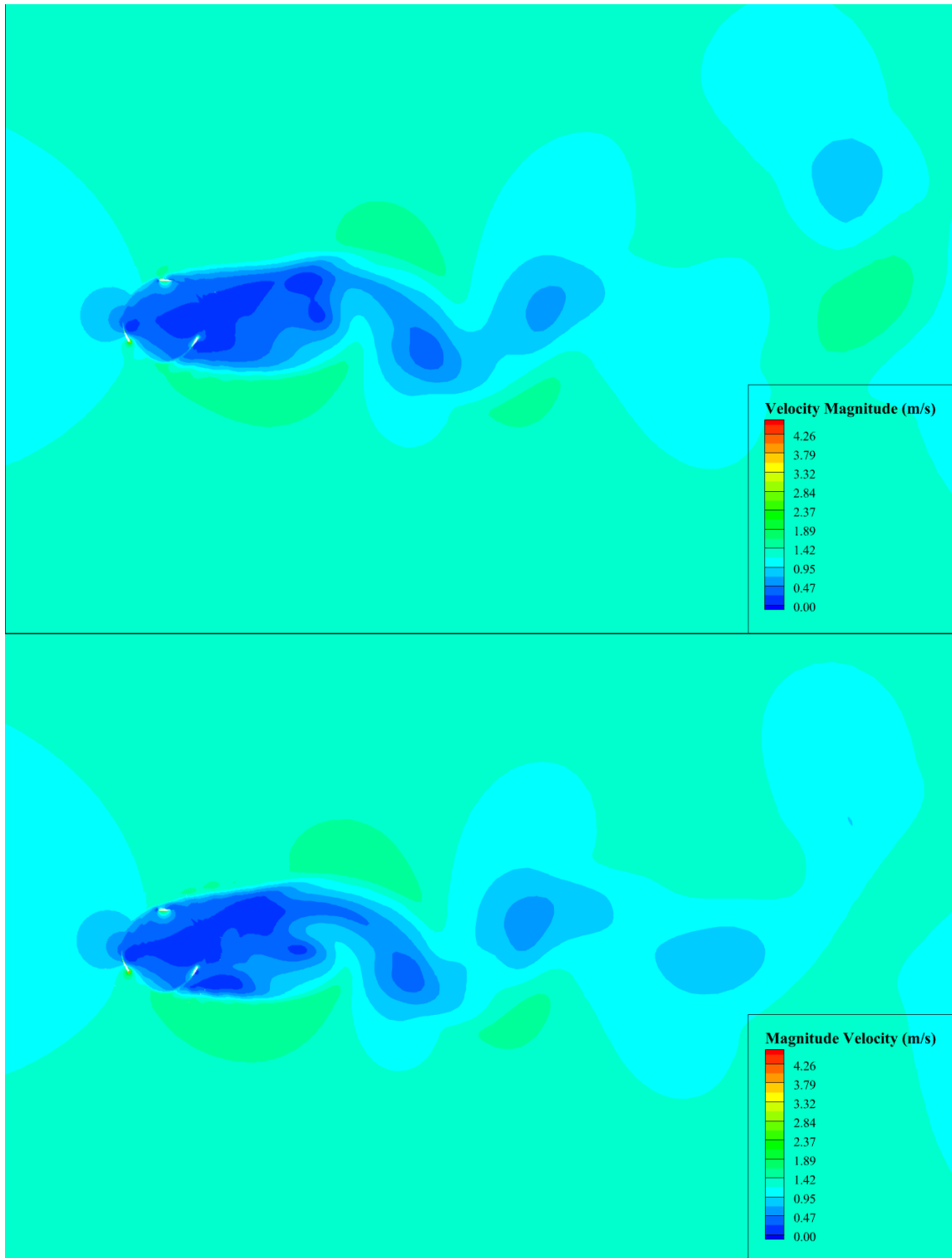
Sementara itu pada posisi $\theta = 45^\circ$, aliran di permukaan dalam sudu dengan sudut $\beta = -3^\circ$ mengalami percepatan yang tidak begitu tinggi jika dibandingkan dengan percepatan aliran yang terjadi pada di permukaan dalam sudu dengan sudut $\beta = 0$. Hal ini diakibatkan karena sudut $\beta = -3^\circ$ memberikan sudut serang yang lebih kecil dibandingkan dengan sudut serang yang dihasilkan sudu dengan $\beta = 0$ sehingga aliran di permukaan dalam mengalami pembelokan yang tidak terlalu curam. Sebagai konsekuensinya, resultan gaya yang bekerja di sudu 1 dengan sudut $\beta = -3^\circ$ pada posisi $\theta = 45^\circ$ memiliki nilai yang cenderung lebih kecil dibandingkan dengan resultan gaya yang dihasilkan oleh sudu 1 dengan sudut $\beta = 0$. Hal yang sama terjadi pada sudu 1 dengan sudut $\beta = -3^\circ$ pada $\theta = 105^\circ$, dimana sudut serang yang terbentuk oleh sudu 1 dengan sudut $\beta = -3^\circ$ tidak sebesar sudut serang yang terbentuk pada sudu 1 dengan sudut $\beta = 0$. Aliran yang dibelokkan di permukaan dalam sudu mengalami percepatan yang lebih rendah jika dibandingkan dengan percepatan aliran yang terjadi di permukaan dalam sudu 1 dengan sudut $\beta = 0$. Resultan gaya yang bekerja antara kedua sudu juga berbeda dimana nilai resultan yang dihasilkan pada sudu 1 dengan sudut $\beta = 0$ cenderung lebih besar dibandingkan dengan nilai resultan yang dihasilkan pada sudu 1 dengan sudut $\beta = -3^\circ$. Perbedaan besar resultan gaya ini mengakibatkan perbedaan nilai C_T yang dihasilkan.

4.3.3 Kontur Kecepatan Aliran dan Wake di Belakang Rotor

Saat turbin berputar, daerah *wake* terbentuk di belakang rotor sebagai daerah yang berisi kumpulan *vortex* yang sangat kompleks. *Wake* terbentuk sebagai akibat dari ekstraksi energi arus air oleh rotor turbin yang menyebabkan aliran kehilangan energi dan momentumnya. Di daerah *wake* juga terjadi *turbulence mixing* antara daerah berkecepatan rendah dengan daerah berkecepatan tinggi yang menyebabkan terjadinya transfer momentum dan energi dari medan aliran di sekitar daerah *wake* menuju ke dalam daerah *wake* hingga di suatu titik besar kecepatan aliran di daerah *wake* sama besarnya dengan besar kecepatan medan aliran di sekitarnya (fenomena *wake recovery*). Daerah di saat *wake* sudah memasuki fase *recovery*, pemasangan turbin lain dapat dilakukan untuk melipatgandakan daya yang diperoleh.

Gambar 4.15 di bawah menunjukkan kontur kecepatan aliran pada domain simulasi dalam penelitian ini yang menunjukkan daerah *wake* akibat adanya rotor turbin yang berputar dengan besar TSR $\lambda = 2,96$. *Wake region* merupakan daerah medan aliran yang ditandai dengan kecepatan aliran yang rendah (daerah dengan kontur berwarna biru). Pada rotor turbin dengan sudut *pitch* $\beta = -3^\circ$, daerah *wake* yang ditimbulkan relatif lebih luas dibandingkan dengan daerah *wake* yang ditimbulkan oleh rotor turbin dengan sudut $\beta = 0$. Meskipun demikian, panjang *wake* tampak sama panjang untuk kedua rotor tersebut. Daerah *wake* yang lebih luas yang terjadi pada medan aliran dengan rotor turbin yang memiliki sudut $\beta = -3^\circ$ menunjukkan bahwa rotor turbin tersebut memiliki kemampuan ekstraksi daya aliran yang lebih tinggi dikarenakan sebagian besar energi aliran diekstraksi oleh rotor turbin. Selain itu, olakan yang terjadi dalam *wake region* akibat rotor dengan sudut $\beta = -3^\circ$ cenderung lebih stabil

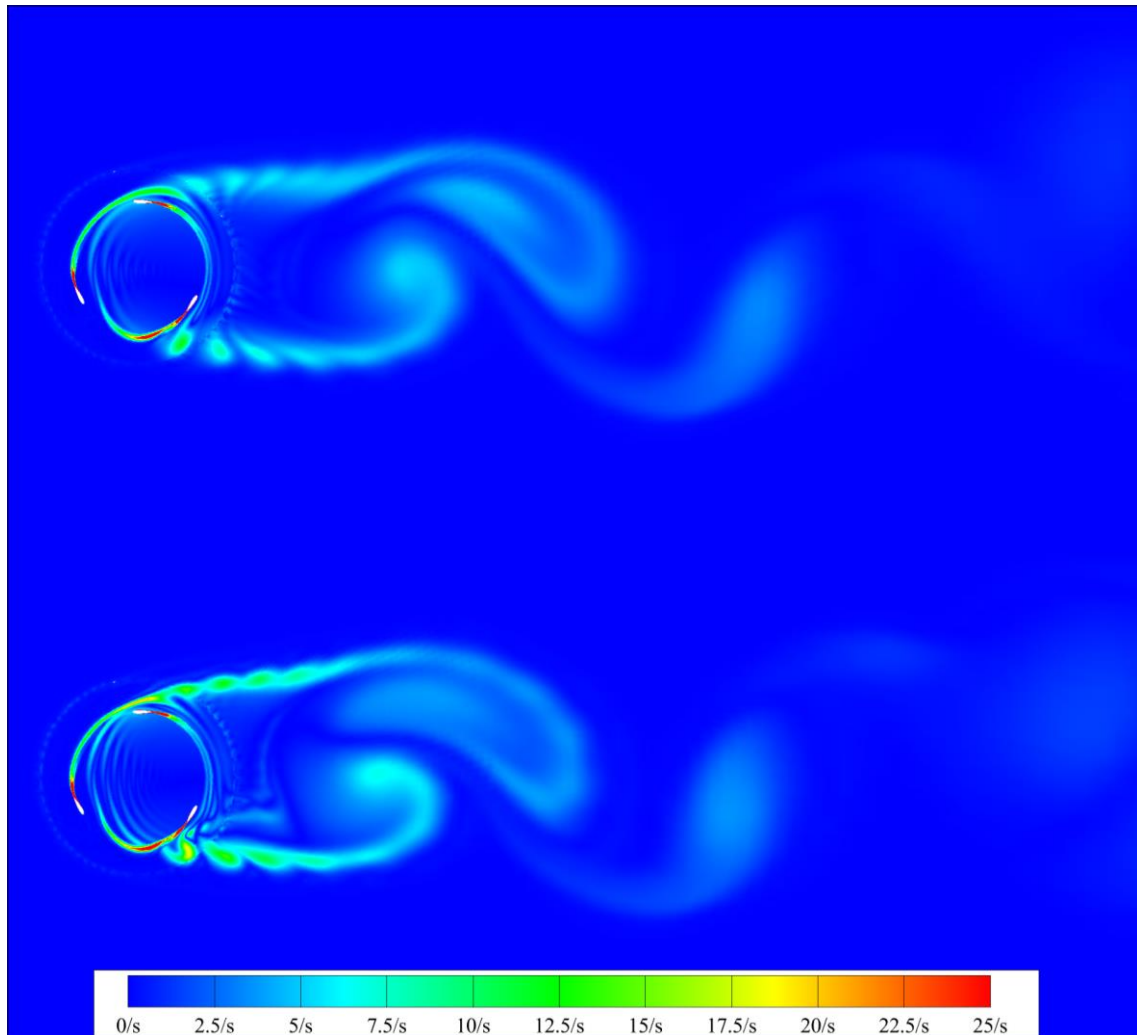
dibandingkan pada sudut $\beta = 0$. Hal ini ditandai dengan profil *wake region* yang lebih simetris secara lateral untuk sudut $\beta = -3^\circ$ dibandingkan dengan profil *wake region* untuk sudut $\beta = 0$.



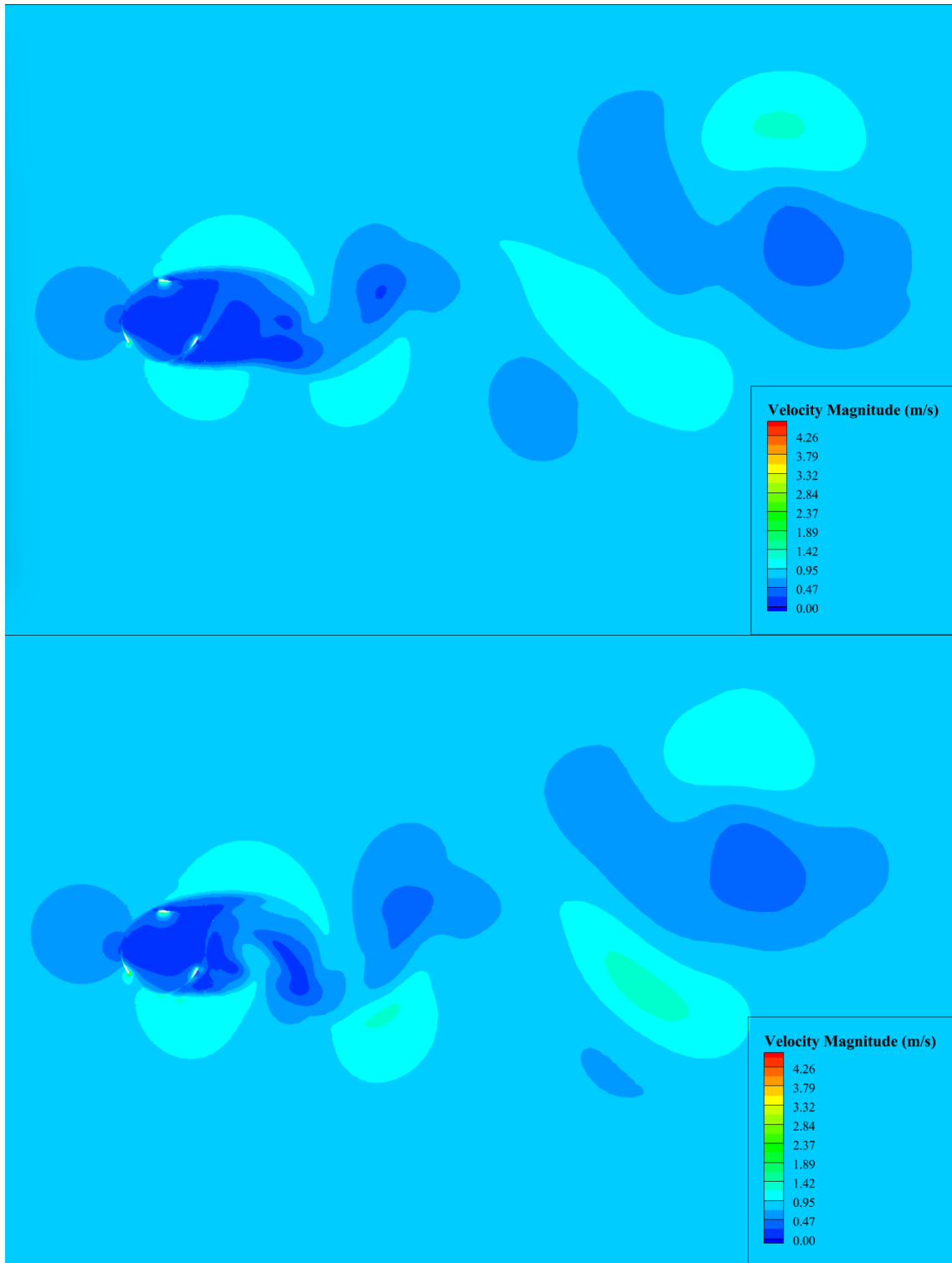
Gambar 4.15 Kontur Kecepatan Pada *Wake Region* Akibat Rotor Turbin dengan $\beta = -3^\circ$ (atas) dan $\beta = 0$ (bawah) untuk $\lambda = 2,96$

Olakan yang lebih tidak stabil pada aliran yang melewati rotor turbin dengan $\beta = 0$ ditandai oleh *vorticity* yang lebih kuat pada aliran yang terbentuk akibat putaran rotor turbin sebagaimana terlihat dalam Gambar 4.16 di bawah. Berbeda dengan aliran yang melewati turbin

$\beta = -3^\circ$, *vorticity* yang terbentuk dalam aliran cenderung lebih lemah. *Vorticity* merupakan kuantitas fisik yang mencirikan kecepatan rotasi elemen fluida, yang berasal dari gradien kecepatan medan aliran. *Vorticity* dalam medan aliran yang ditimbulkan oleh rotor juga berhubungan dengan kerugian energi yang dialami oleh rotor (Zeng et al., 2022). Sehingga pada rotor turbin dengan $\beta = 0$, kerugian yang ditimbulkan dalam ekstraksi daya (*energi loses*) oleh rotor tersebut relatif besar dikarenakan energi kinetik dalam aliran dengan *vorticity* yang kuat relatif besar. Oleh karenanya, besar daya yang dihasilkan oleh rotor turbin konvensional cenderung lebih rendah dibandingkan daya yang dihasilkan oleh rotor turbin dengan sudut *pitch* optimal.



Gambar 4.16 Kontur *Vorticity Magnitude* Aliran Pada *Wake Region* Akibat Rotor Turbin dengan $\beta = -3^\circ$ (atas) dan $\beta = 0$ (bawah) untuk $\lambda = 2,96$



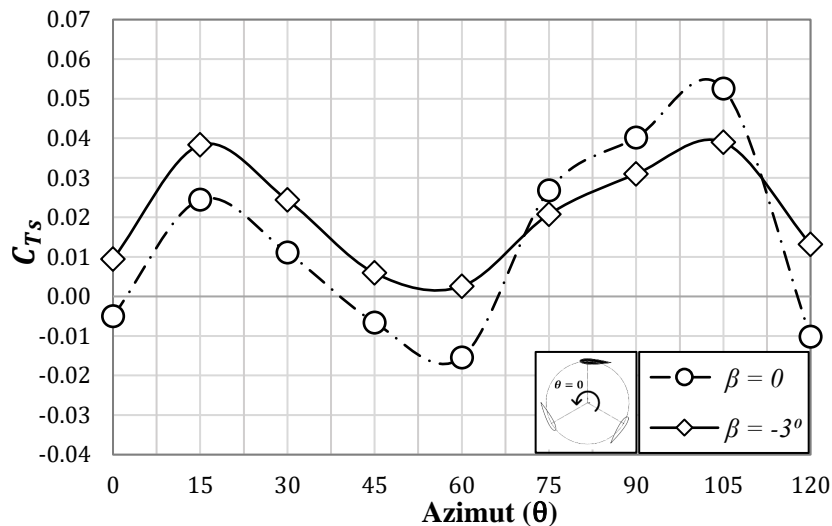
Gambar 4.17 Kontur Kecepatan Pada *Wake Region* Akibat Rotor Turbin dengan $\beta = -3^\circ$ (atas) dan $\beta = 0$ (bawah) untuk $\lambda = 4,32$

Berbeda dengan nilai $\lambda = 2,96$, *wake region* yang dihasilkan oleh rotor turbin yang berputar pada besar $\lambda = 4,32$ cenderung lebih pendek sebagaimana terlihat dalam Gambar 4.17. Daerah di samping rotor juga tampak berwarna biru akibat kecepatan inlet yang lebih rendah pada nilai λ ini. Adapun daerah sisi-sisi di dekat *wake region* untuk kedua rotor tampak memiliki kecepatan yang relatif lebih tinggi. Hal ini dikarenakan aliran fluida cenderung lebih banyak dibelokkan di sekitar rotor oleh gerakan sudu di nilai $\lambda = 4,32$ alih-alih memasuki

daerah di dalam zona rotor. Akibatnya, *wake region* yang ditimbulkan menjadi lebih pendek dan relatif tidak lebih luas dibanding *wake region* akibat gerakan rotor di $\lambda = 2,96$. Namun demikian, pengaruh sudut *pitch* pada sudu rotor tetap berpengaruh terhadap olakan aliran yang terjadi di dalam *wake region* dimana rotor dengan sudut $\beta = 0$ cenderung menyebabkan olakan yang lebih tidak stabil dibandingkan pada sudut $\beta = -3^\circ$.

4.4 Analisis Karakteristik Self-Starting Rotor

Nilai koefisien torsi statis C_{TS} pada poros rotor sesaat sebelum turbin berputar diperoleh melalui persamaan 2.8 dimana torsi statis didefinisikan sebagai “*moment*” pada data *output solver* Ansys Fluent 18.1. dalam simulasi dengan rotor yang diatur tetap diam. Besar *moment* diambil per $\Delta\theta = 15^\circ$ dan diolah menjadi grafik $C_{TS} = f(\theta)$ yang ditampilkan pada Gambar 4.17. Absis dibatasi pada interval azimuth $0 \leq \theta \leq 120^\circ$ dikarenakan kesimetrisan geometri rotor dengan sudut *pitch* $\beta = -3^\circ$ dan $\beta = 0$. Grafik $C_{TS} = f(\theta)$ kemudian diintegrasikan untuk membandingkan luasan grafik di antara dua rotor tersebut dimana rotor dengan kemampuan *starting* yang baik didefinisikan sebagai rotor dengan luasan daerah di bawah grafik $C_{TS} = f(\theta)$ terbesar.



Gambar 4.18 Grafik C_{TS} Terhadap Posisi Sudut Azimut θ Awal untuk $\lambda = 2,96$

Dari Gambar 4.18 dapat dilihat bahwa untuk semua titik posisi azimuth yang diuji, rotor turbin dengan sudut *pitch* optimal ($\beta = -3^\circ$) menghasilkan nilai C_{TS} positif. Sementara itu rotor turbin konvensional ($\beta = 0$) masih menghasilkan C_{TS} negatif di beberapa posisi azimuth, yakni pada $\theta = 0$, $\theta = 45^\circ$, $\theta = 60^\circ$, dan $\theta = 120^\circ$. Nilai C_{TS} negatif menandakan bahwa pada posisi tersebut, rotor turbin tidak dapat menghasilkan torsi positif yang memberikan percepatan angular untuk rotor. Meskipun demikian, rotor turbin konvensional menghasilkan nilai C_{TS} yang lebih tinggi dibandingkan nilai yang dihasilkan oleh rotor turbin dengan sudut *pitch* optimal. Nilai C_{TS} tertinggi diperoleh pada rotor turbin konvensional di posisi azimuth $\theta = 105^\circ$ dan Nilai C_{TS} terendah diperoleh pada rotor yang sama di posisi $\theta = 60^\circ$.

Adapun data-data yang diperoleh kemudian diintegrasikan untuk mendapatkan nilai *mean* C_{TS} dari fungsi $C_{TS} = f(\theta)$ (Chapra, 2012). Digunakan metode integrasi trapezoidal dengan persamaan berikut:

$$I = \frac{(b - a)}{2n} \left(f(x_0) + 2 \sum_{i=1}^{n-1} f(x_i) + f(x_n) \right) \quad (4.2)$$

dimana,

$$I = \int_0^{120^\circ} f(\theta) d\theta,$$

$$n = 120^\circ/\Delta\theta = 8,$$

$$x_0 = \theta_0 = a = 0, \text{ dan}$$

$$x_n = \theta_8 = b = 120^\circ.$$

Sementara nilai *mean* C_{TS} diperoleh dari persamaan berikut:

$$\text{mean } C_{TS} = \frac{I}{(\theta_8 - \theta_0)} \quad (4.3)$$

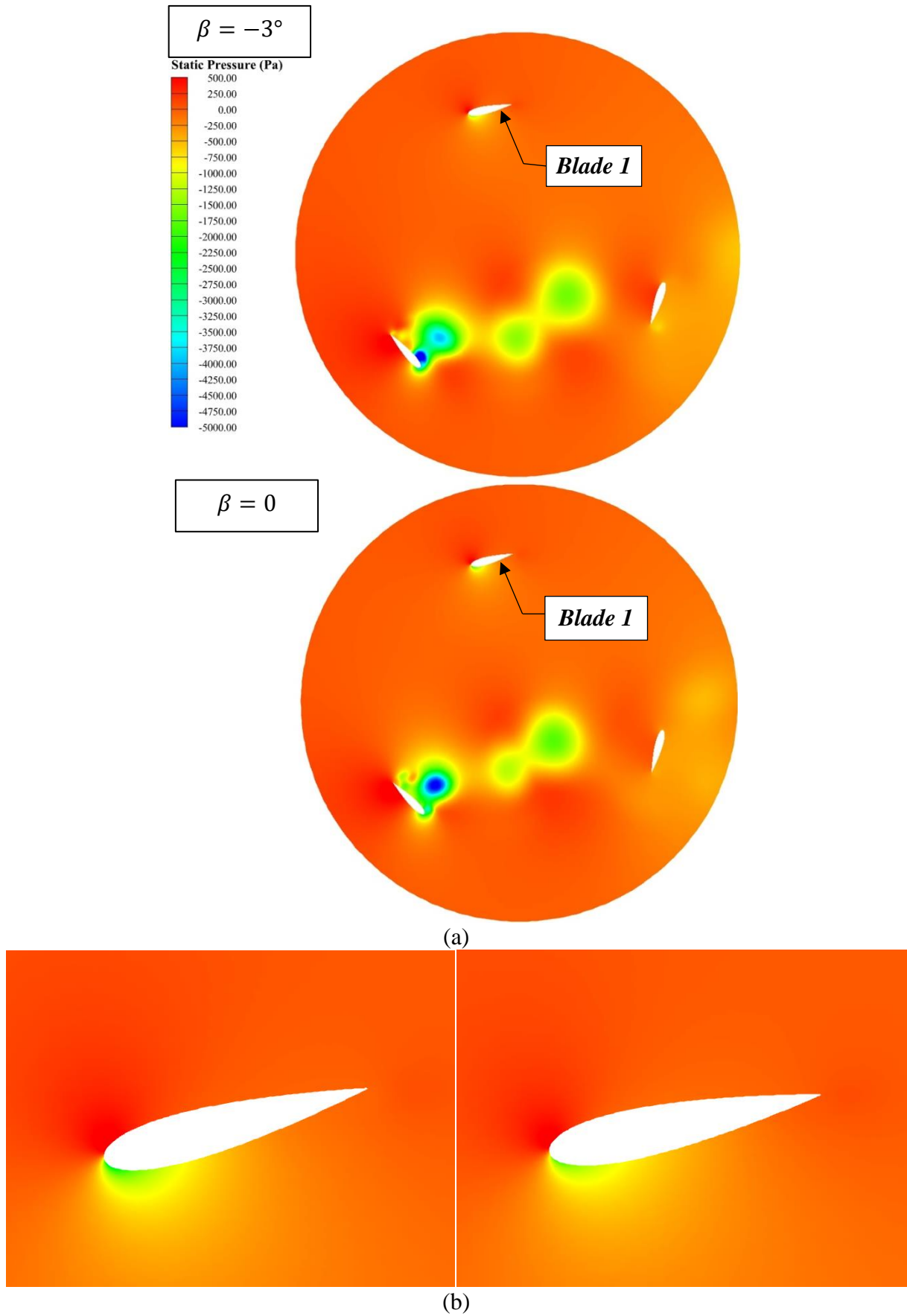
Sehingga berdasarkan data simulasi yang telah diperoleh, didapatkan nilai *mean* C_{TS} untuk rotor turbin konvensional ($\beta = 0$) sebesar 0,016 dan rotor dengan sudut *pitch* optimal ($\beta = -3^\circ$) sebesar 0,022. Berdasarkan hal tersebut, ditemukan bahwa rotor turbin dengan sudut *pitch* $\beta = -3^\circ$ memberikan peningkatan *mean* C_{TS} sebesar 38% yang mengindikasikan adanya peningkatan kemampuan *self-start* pada rotor turbin yang diteliti.

4.4.1 Kontur Tekanan, Kecepatan, dan *Streamline* pada Kondisi Rotor Statis

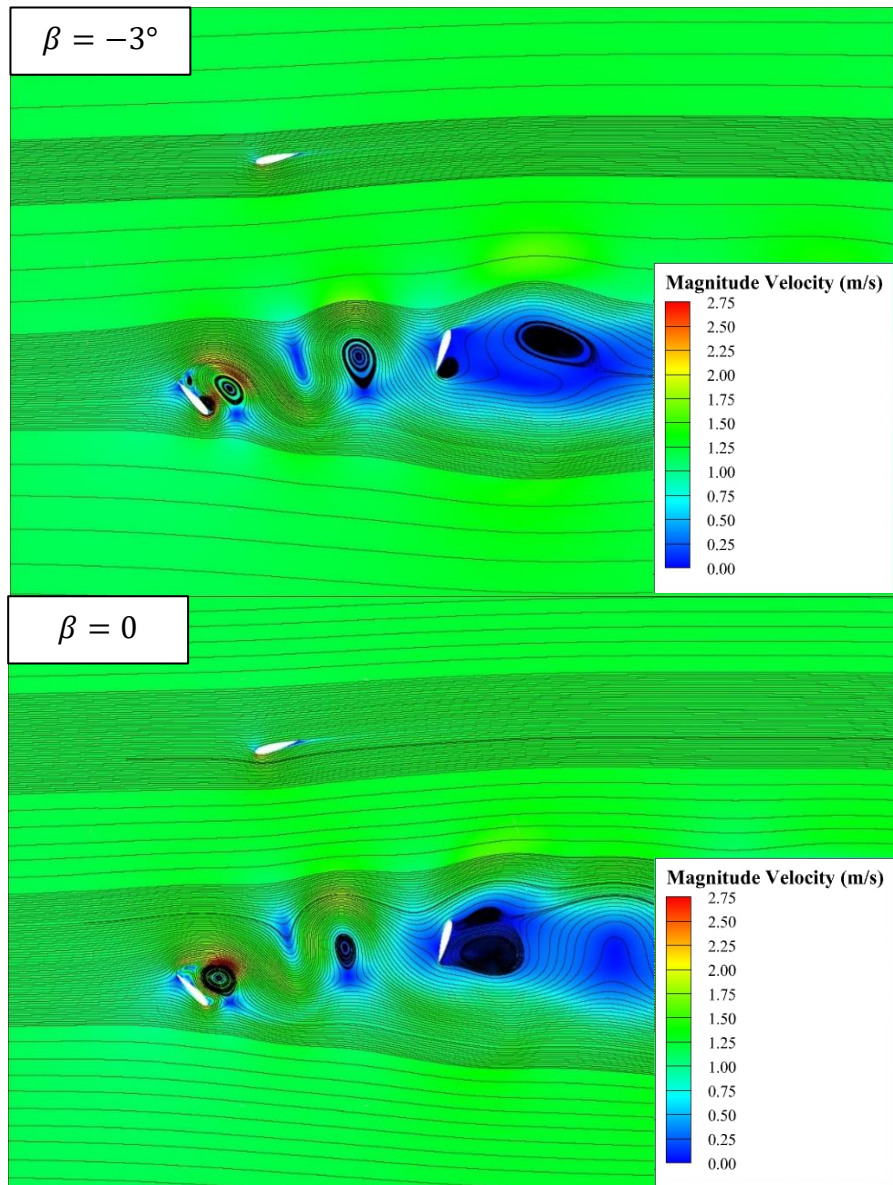
Torsi statis pada poros rotor turbin merupakan torsi yang timbul akibat adanya resultan gaya yang bekerja pada ketiga sudu rotor turbin. Resultan gaya tersebut sebagian besar diproduksi oleh *pressure difference* antara sisi permukaan dalam dan luar masing-masing sudu. Oleh karena itu analisis kontur tekanan pada kondisi rotor tepat akan bergerak (statis) dilakukan untuk memvalidasi torsi statis pada poros rotor turbin pada beberapa posisi azimuth. Adapun sampel posisi azimuth rotor yang diambil untuk dianalisis adalah $\theta = 15^\circ$ dan $\theta = 105^\circ$. Seluruh kontur tekanan diambil sesaat (*instantaneous*) pada *flowtime* yang sama, yaitu pada 7,5 detik.

Gambar 4.19 menunjukkan kontur tekanan pada medan aliran di sekitar sudu rotor turbin dengan besar sudut *pitch* $\beta = -3^\circ$ dan $\beta = 0$ pada posisi azimuth $\theta = 15^\circ$. Terlihat bahwa pada sudu ke-1 (*blade 1*) dengan $\beta = -3^\circ$, *pressure difference* yang terjadi antara kedua sisi sudu tampak lebih kecil dibandingkan dengan *pressure difference* yang terjadi antara kedua sisi sudu dengan $\beta = 0$. Meskipun demikian, perbedaan tekanan pada sisi dalam dan luar sudu ke-1 untuk kedua nilai β tersebut menyebabkan arah gaya tangensial yang timbul berlawanan dengan arah putaran turbin. Sehingga sudu ke-1 dengan $\beta = 0$ yang memiliki *pressure difference* yang lebih besar menghasilkan torsi negatif yang juga lebih besar dibandingkan torsi negatif yang dihasilkan oleh sudu ke-1 dengan $\beta = -3^\circ$. Di dapatkan bahwa torsi statis (sesaat pada *flowtime* 7,5 sekon) yang dihasilkan oleh sudu ke-1 dengan $\beta = -3^\circ$ memiliki nilai 30,15% yang lebih tinggi dibandingkan dengan torsi statis yang dihasilkan oleh sudu ke-1 dengan $\beta = 0$.

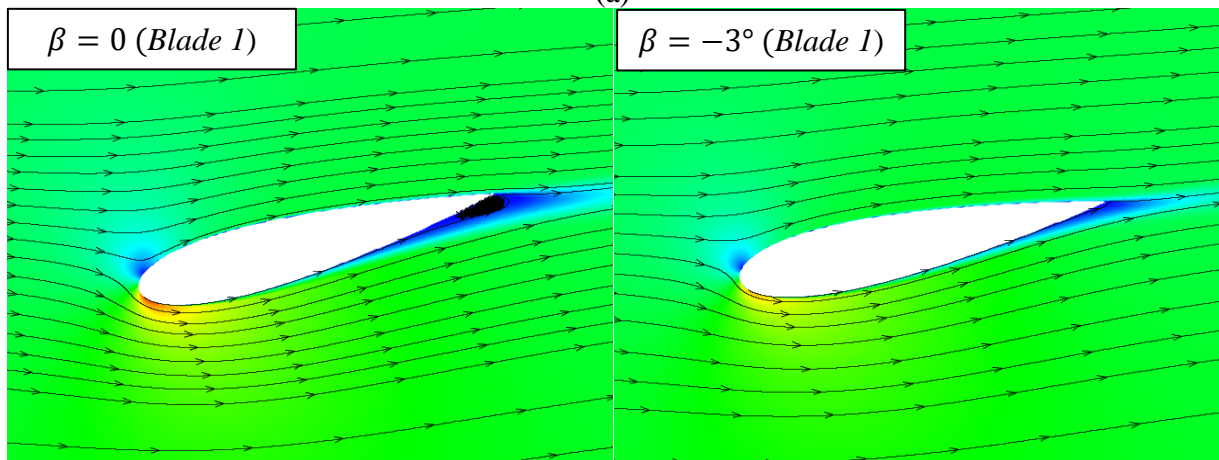
Adapun torsi statis rotor diperoleh dari hasil superposisi torsi statis yang ditimbulkan oleh tiga buah sudu rotor, baik untuk $\beta = -3^\circ$ dan $\beta = 0$. Namun pada sudu ke-2 dan sudu ke-3 untuk kedua nilai β , analisis torsi statis sukar untuk dilakukan jika hanya dilihat dari kontur tekanan sesaat (*instantaneous*). Hal ini dikarenakan tekanan aliran yang terjadi di belakang sudu ke-2 sangat berfluktuatif. Sementara itu aliran di belakang sudu ke-2 kemudian menerpa sudu ke-3 sehingga tekanan di permukaan sudu ke-3 juga berfluktuatif. Meskipun demikian jika dilihat dari kondisi sesaat, perbedaan tekanan yang besar terjadi secara lebih menyeluruh di permukaan sudu ke-2 dengan sudut $\beta = 0$ dibandingkan dengan yang terjadi pada permukaan sudu ke-2 dengan sudut $\beta = -3^\circ$. Sementara itu pada permukaan luar dan dalam sudu ke-3, tidak terlihat adanya perbedaan tekanan yang kentara.



Gambar 4.19 Kontur Tekanan Statis di sekitar (a) Rotor dan (b) Sudu yang Diam ($\theta = 15^\circ$)



(a)



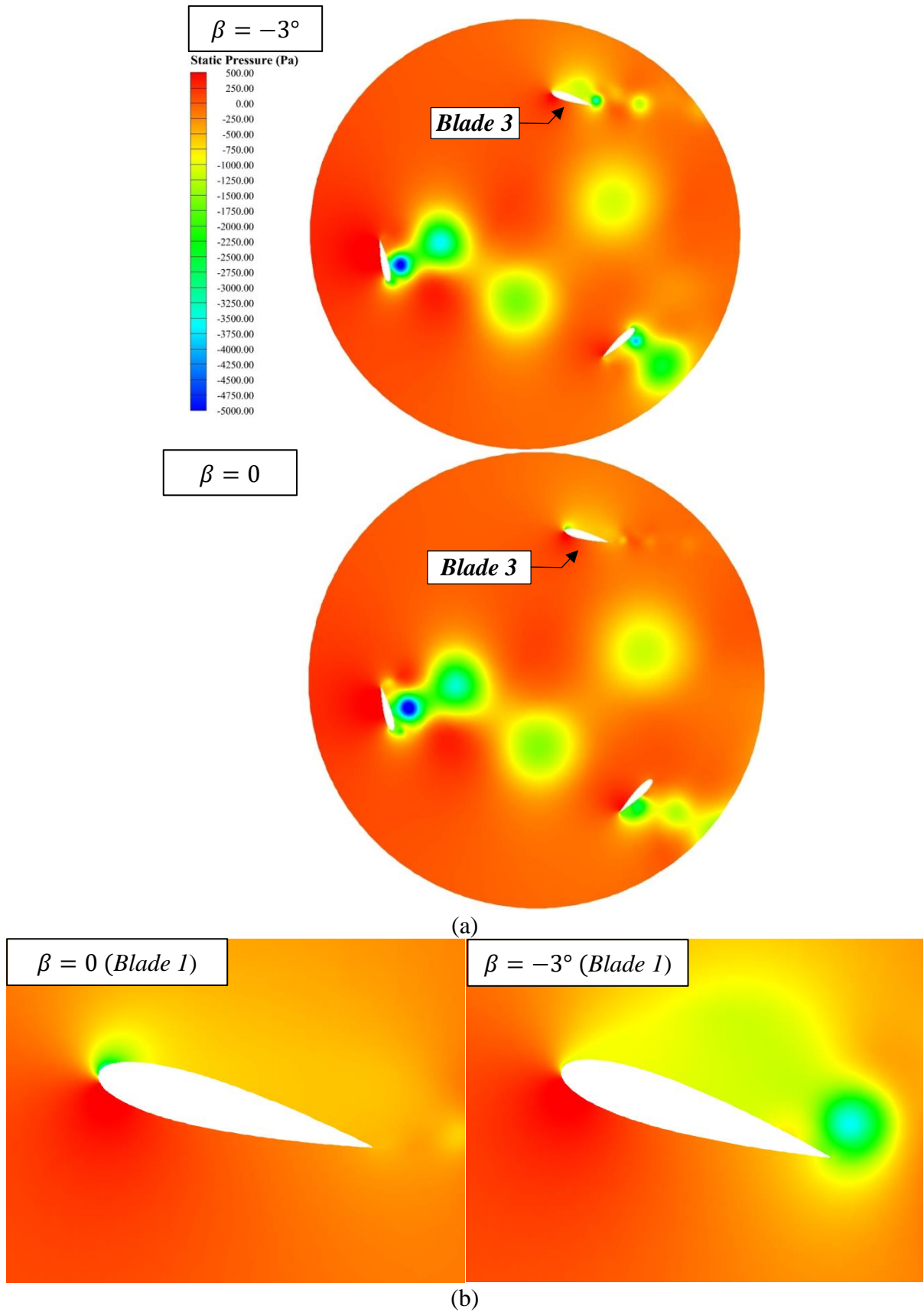
(b)

Gambar 4.20 Kontur *Velocity* dan *Streamline* di sekitar (a) Rotor dan (b) Sudu yang Diam pada posisi $\theta = 15^\circ$

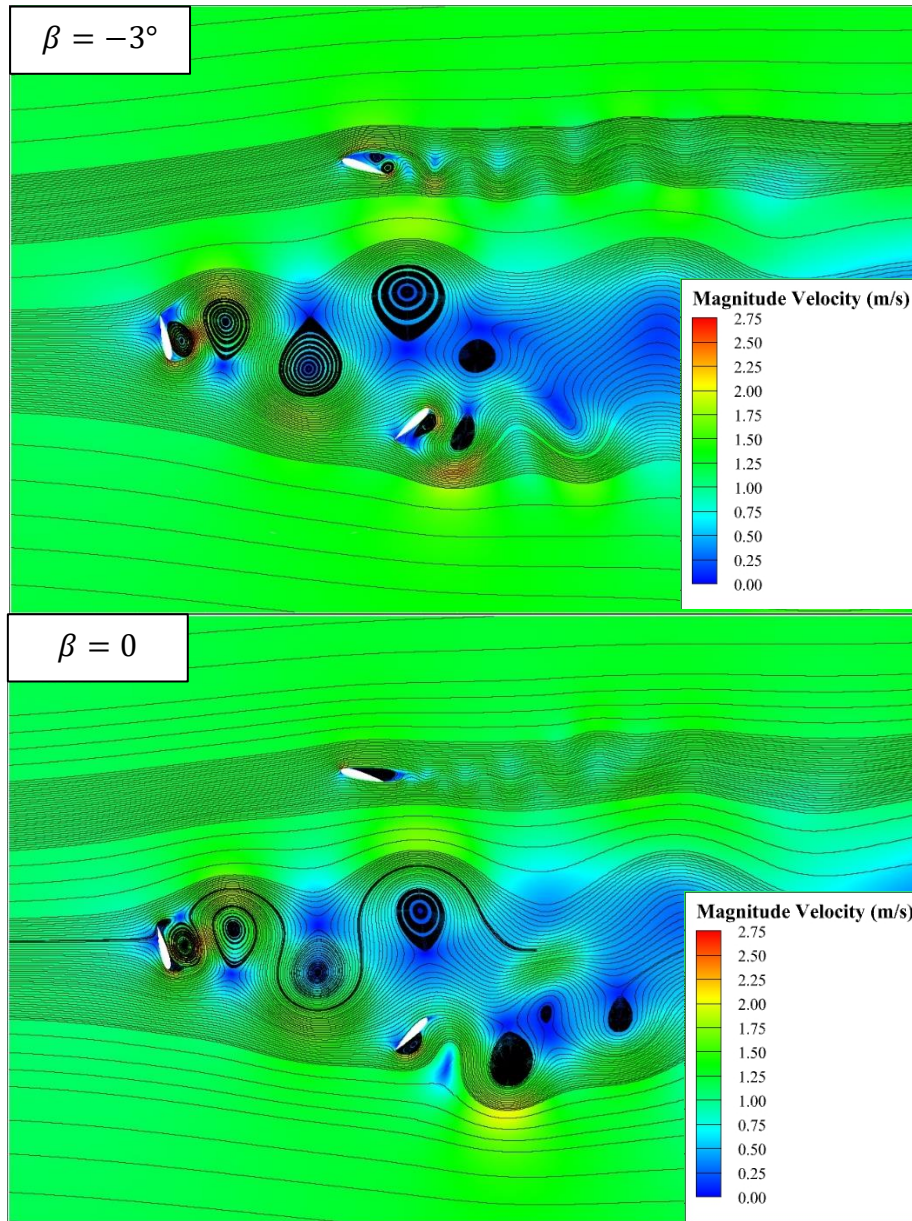
Perbedaan tekanan di kedua sisi permukaan sudu dapat dijelaskan melalui kontur kecepatan dan *streamline* yang mengalir di sekitar sudu. Pada sudu ke-1, aliran yang datang dibelokkan ke arah permukaan dalam sudu dan *streamtube* yang terbentuk mengalami penyempitan sehingga kecepatan aliran meningkat. Sementara itu stagnasi yang terjadi di permukaan luar sudu dekat *leading edge* menyebabkan aliran terhenti. Di sekitar titik stagnasi, *streamtube* melebar sehingga kecepatan aliran melambat. Daerah dengan kecepatan rendah memiliki tekanan yang besar dan sebaliknya daerah dengan kecepatan tinggi memiliki tekanan yang rendah sehingga terjadi perbedaan tekanan di antara dua sisi sudu ke-1 tersebut, baik untuk $\beta = -3^\circ$ dan $\beta = 0$ sebagaimana terlihat pada Gambar 4.20 di atas.

Adapun terdapat perbedaan fenomena antara sudu ke-1 rotor turbin dengan sudut $\beta = -3^\circ$ dan $\beta = 0$, di mana aliran di sekitar sudu dengan $\beta = 0$ cenderung lebih dibelokkan ke arah dalam dibandingkan sudu dengan $\beta = -3^\circ$. Hal ini disebabkan oleh sudut serang α yang terbentuk pada sudu ke-1 akibat penambahan sudut $\beta = -3^\circ$ cenderung lebih kecil ($\alpha = 12^\circ$) jika dibandingkan dengan α pada sudu ke-1 tanpa penambahan β ($\alpha = 15^\circ$). Sudut serang yang lebih kecil menghasilkan gaya angkat dan gaya hambat yang lebih kecil, sementara itu sudut serang yang besar (selama belum mencapai sudut *stall*) menghasilkan gaya-gaya yang lebih besar. Gaya-gaya tersebut mempengaruhi gaya tangensial yang terjadi pada sudu tersebut sehingga semakin besar resultan gaya yang dihasilkan, dapat dimungkinkan bahwa besar gaya tangensial yang dihasilkan juga semakin besar. Akan tetapi pada sudu ke-1 rotor untuk dua nilai β , gaya tangensial yang terbentuk berarah negatif baik pada $\beta = -3^\circ$ dan $\beta = 0$. Dikarenakan sudut $\beta = -3^\circ$ pada sudu ke-1 rotor menghasilkan penurunan resultan gaya, maka gaya tangensial negatif yang dihasilkan juga berkurang dan berkontribusi positif terhadap torsi statis yang dihasilkan. Oleh karena itu torsi statis yang dihasilkan pada sudu rotor dengan $\beta = -3^\circ$ bernilai lebih besar dibanding $\beta = 0$.

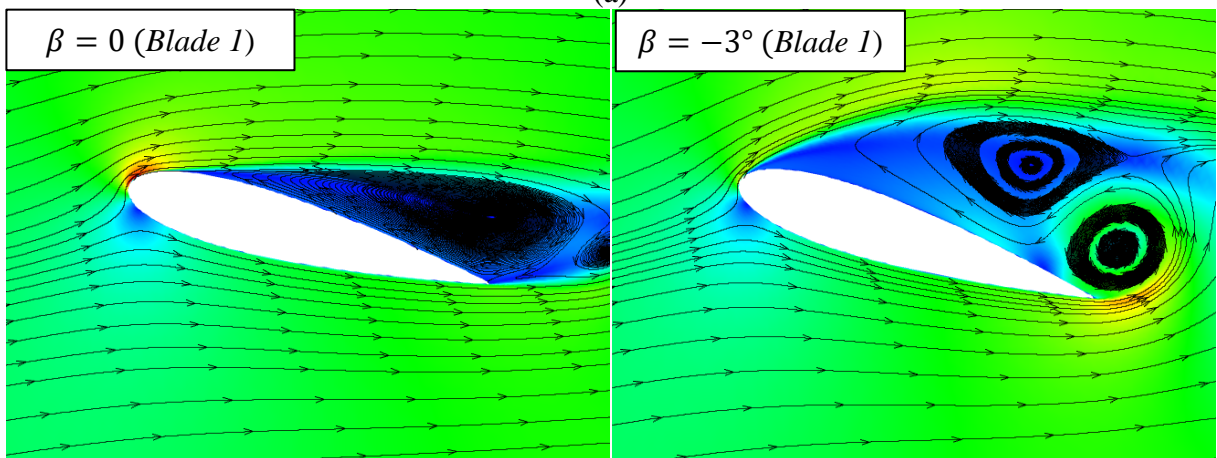
Gambar 4.21 menunjukkan kontur kecepatan pada medan aliran di sekitar sudu rotor turbin dengan besar sudut *pitch* $\beta = -3^\circ$ dan $\beta = 0$ pada posisi azimuth $\theta = 105^\circ$. Terlihat bahwa pada sudu ke-3 (*blade 3*) dengan $\beta = -3^\circ$, *pressure difference* yang terjadi antara kedua sisi sudu tampak lebih lebar dibandingkan dengan *pressure difference* yang terjadi antara kedua sisi sudu dengan $\beta = 0$. Meskipun demikian, perbedaan tekanan pada sisi dalam dan luar sudu ke-3 untuk kedua nilai β tersebut menyebabkan arah gaya tangensial yang timbul berlawanan dengan arah putaran turbin. Sehingga sudu ke-3 dengan $\beta = -3^\circ$ yang memiliki *pressure difference* yang lebih lebar menghasilkan torsi negatif yang juga lebih besar dibandingkan torsi negatif yang dihasilkan oleh sudu ke-3 dengan $\beta = 0$. Di dapatkan bahwa torsi statis (sesaat pada *flowtime* 7,5 sekon) yang dihasilkan oleh sudu ke-3 dengan $\beta = -3^\circ$ memiliki nilai 32,67% yang lebih rendah dibandingkan dengan torsi statis yang dihasilkan oleh sudu ke-3 dengan $\beta = 0$. Adapun torsi statis rotor diperoleh dari hasil superposisi torsi statis yang ditimbulkan oleh tiga buah sudu rotor, baik untuk $\beta = -3^\circ$ dan $\beta = 0$. Namun pada sudu ke-1 dan sudu ke-2 untuk kedua nilai β , analisis torsi statis sukar untuk dilakukan jika hanya dilihat dari kontur tekanan sesaat (*instantaneous*). Hal ini dikarenakan tekanan aliran yang terjadi di belakang sudu ke-1 dan ke-2 sangat berfluktuatif.



Gambar 4.21 Kontur Tekanan Statis di sekitar (a) Rotor dan (b) Sudu yang Diam ($\theta = 105^\circ$)



(a)



(b)

Gambar 4.22 Kontur *Velocity* dan *Streamline* di sekitar (a) Rotor dan (b) Sudu yang Diam pada posisi $\theta = 105^\circ$

Perbedaan tekanan di kedua sisi permukaan sudu dapat dijelaskan melalui kontur kecepatan dan *streamline* yang mengalir di sekitar sudu. Pada sudu ke-3, aliran yang datang dibelokkan ke arah permukaan luar sudu dan *streamtube* yang terbentuk mengalami penyempitan di sekitar *leading edge* sehingga kecepatan aliran di daerah tersebut meningkat. Sementara itu stagnasi yang terjadi di permukaan dalam sudu dekat *leading edge* menyebabkan aliran terhenti. Di sekitar titik stagnasi, *streamtube* melebar sehingga kecepatan aliran melambat. *Streamline* dan kontur kecepatan di sekitar rotor turbin dapat dilihat pada Gambar 4.22 di atas.

Adapun terdapat perbedaan fenomena pada sudu ke-3 rotor turbin dengan sudut $\beta = -3^\circ$ dan $\beta = 0$, di mana aliran di sekitar sudu dengan $\beta = -3^\circ$ ($\alpha = 18^\circ$) cenderung lebih dibelokkan ke arah luar sudu dibandingkan sudu dengan $\beta = 0$ ($\alpha = 15^\circ$). Hal ini menyebabkan separasi aliran pada permukaan luar sudu terjadi lebih cepat dan *wake region* yang terbentuk di belakang sudu tersebut relatif lebih luas. Sebaliknya pada sudu ke-3 dengan $\beta = 0$, separasi aliran pada permukaan luar sudu terjadi sedikit lebih lambat dan *wake region* yang terbentuk di belakang sudu tersebut relatif lebih sempit. Daerah *wake* yang luas berisi *vortex* dan aliran dengan turbulensi yang sangat tinggi. Selain itu daerah *wake* merupakan daerah dengan tekanan yang sangat rendah, sehingga gaya hambat yang terbentuk bernilai lebih tinggi pada sudu ke-3 dengan $\beta = -3^\circ$ dibandingkan gaya hambat pada sudu ke-3 dengan $\beta = 0$. Gaya hambat di posisi $\theta = -15^\circ$ menyebabkan torsi negatif, hal ini menjelaskan alasan lebih tingginya C_{Ts} pada rotor turbin dengan $\beta = 0$ dibandingkan dengan nilai yang dihasilkan pada rotor turbin dengan $\beta = -3^\circ$.

BAB 5. KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Studi numerik pengaruh *fixed pitch angle* pada sudu turbin hidrokinetik sumbu vertikal *Darrieus Straight Blade* terhadap performa dan karakteristik *self-starting* turbin menghasilkan beberapa kesimpulan sebagai berikut:

1. Penambahan sudut *pitch* β pada sudu turbin hidrokinetik Darrieus VAHT-SB memberikan pengaruh terhadap torsi rotor dan efisiensi daya turbin. Untuk nilai TSR $\lambda = 2,96$, besar koefisien daya *CoP* turbin dengan sudut β positif memiliki nilai yang lebih rendah dibandingkan dengan *CoP* turbin konvensional. Sebaliknya, sudut β negatif dapat meningkatkan nilai *CoP* turbin meskipun terbatas hingga pada sudut $\beta = -3^\circ$. Sementara itu, turbin tidak direkomendasikan untuk dioperasikan pada nilai $\lambda = 4,32$ dikarenakan nilai *CoP* yang dihasilkan bernilai negatif untuk seluruh sudut β .
2. Penambahan sudut *pitch* β pada sudu turbin hidrokinetik Darrieus VAHT-SB memberikan pengaruh terhadap karakteristik *self-starting* turbin. Sudut $\beta = -3^\circ$ pada sudu rotor memberikan nilai koefisien torsi statis C_{TS} positif untuk semua posisi azimuth yang diteliti, sementara turbin konvensional masih memiliki nilai C_{TS} negatif pada posisi azimuth $\theta = 0$, $\theta = 45^\circ$, $\theta = 60^\circ$, dan $\theta = 120^\circ$. Selain itu, sudut *pitch* $\beta = -3^\circ$ memberikan peningkatan *mean* C_{TS} sebesar 38% dari turbin konvensional.
3. Penambahan sudut *pitch* β pada sudu turbin hidrokinetik Darrieus VAHT-SB memberikan pengaruh terhadap pola aliran dan besar tekanan serta kecepatan aliran di sekitar rotor turbin. Secara umum, sudut *pitch* $\beta = -3^\circ$ menyebabkan medan aliran di kedua sisi permukaan sudu rotor yang berputar memiliki *pressure difference* yang lebih rendah dibandingkan sudu rotor konvensional. Hal ini disebabkan karena aliran yang melewati sudu rotor dengan sudut *pitch* $\beta = -3^\circ$ tidak mengalami pembelokan secara ekstrem sebagaimana yang terjadi pada sudu rotor konvensional. Selain itu, sudut *pitch* $\beta = -3^\circ$ menimbulkan olakan aliran yang relatif stabil di dalam *wake region* serta *vorticity* yang lebih lemah.
4. Sudu rotor dengan sudut *pitch* $\beta = -3^\circ$ untuk nilai TSR $\lambda = 2,96$ merupakan sudu dengan sudut *pitch* β yang optimal dikarenakan sudut β tersebut mampu memberikan peningkatan nilai koefisien daya *CoP* tertinggi dari rotor konvensional dibandingkan dengan sudut β lainnya (kenaikan 6,6%) sekaligus juga perbaikan karakteristik *self-starting* turbin (peningkatan *mean* C_{TS} sebesar 38,0% dari turbin konvensional).

5.2 Saran

Berikut merupakan beberapa saran yang dapat dijadikan sebagai bahan pertimbangan untuk penelitian topik serupa di masa mendatang:

1. Melakukan simulasi numerik dalam model 3D untuk meningkatkan keakuratan data hasil simulasi.
2. Mengganti metode *mesh motion* (*sliding mesh*) dengan *6-DOF Solver* (*dynamic mesh*) untuk pengamatan fase *starting* rotor yang lebih baik.
3. Perlu dilakukan penelitian mengenai akurasi *mesh* dengan jumlah elemen yang lebih sedikit.
4. Perlu dilakukan penelitian mengenai performa rotor turbin Darrieus dalam rentang λ yang lebih lebar agar dapat diperoleh informasi yang lebih komprehensif.
5. Perlu digunakan komputer dengan spesifikasi yang lebih baik untuk mempercepat proses simulasi.

DAFTAR PUSTAKA

- Anderson, J. D. (2009). *Fundamentals of Aerodynamics* (5th ed.). Mcgraw Hill.
- ANSYS Inc. (2013). *ANSYS Fluent Theory Guide 15*. Southpointe.
- Blazek, J. (2015). *Computational Fluid Dynamics: Principles and Applications* (Third). Elsevier. <https://doi.org/10.1016/C2013-0-19038-1>
- Bos, R. (2012). *Self-starting of a small urban Darrieus rotor*.
- Castelli, M. R., Ardizzon, G., Battisti, L., Benini, E., & Pavesi, G. (2010). Modeling Strategy and Numerical Validation for a Darrieus Vertical Axis Micro-Wind Turbine. *Volume 7: Fluid Flow, Heat Transfer and Thermal Systems, Parts A and B*, 409–418. <https://doi.org/10.1115/IMECE2010-39548>
- Chapra, S. C. (2012). *Applied Numerical Methods* (3rd ed.). McGraw-Hill.
- Chen, B., Su, S., Viola, I. M., & Greated, C. A. (2018). Numerical investigation of vertical-axis tidal turbines with sinusoidal pitching blades. *Ocean Engineering*, 155, 75–87. <https://doi.org/10.1016/J.OCEANENG.2018.02.038>
- Energy Agency, I. (2021). *Renewables 2021 - Analysis and forecast to 2026*. www.iea.org/t&c/
- Ganesh, N., Arunvinthan, S., & Nadaraja Pillai, S. (2019). Effect of surface blowing on aerodynamic characteristics of tubercled straight wing. *Chinese Journal of Aeronautics*, 32(5), 1111–1120. <https://doi.org/10.1016/j.cja.2019.02.006>
- Hantoro, R., Utama, I., & Sulisetyono, A. (2011a). An Experimental Investigation of Passive Variable-Pitch Vertical-Axis Ocean Current Turbine. In *Eng. Sci* (Vol. 43, Issue 1).
- Hantoro, R., Utama, I., & Sulisetyono, A. (2011b). Lateral Force Fluctuation on the Shaft of Vertical-Axis Ocean Current Turbine. *Australian Journal of Basic and Applied Sciences*, CC–CC.
- Hashem, I., & Mohamed, M. H. (2018). Aerodynamic performance enhancements of H-rotor Darrieus wind turbine. *Energy*, 142, 531–545. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.10.036>
- Hassan, H. F., El-Shafie, A., & Karim, O. A. (2012). Tidal current turbines glance at the past and look into future prospects in Malaysia. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(8), 5707–5717. <https://doi.org/10.1016/J.RSER.2012.06.016>
- Ibrahim, W. I., Mohamed, M. R., Ismail, R. M. T. R., Leung, P. K., Xing, W. W., & Shah, A. A. (2021). Hydrokinetic energy harnessing technologies: A review. In *Energy Reports* (Vol. 7, pp. 2021–2042). Elsevier Ltd. <https://doi.org/10.1016/j.egyr.2021.04.003>
- Jacobs, E. N., Ward, K. E., & Pinkerton, R. M. (1933). *The characteristics of 78 related airfoil sections from tests in the variable-density wind tunnel*.

- Jin, X., Zhao, G., Gao, K., & Ju, W. (2015). Darrieus vertical axis wind turbine: Basic research methods. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 42, 212–225. <https://doi.org/10.1016/J.RSER.2014.10.021>
- Kirke, B. (1998). *Evaluation of self-starting vertical axis wind turbines for stand-alone applications*.
- Ladokun, L. L., Sule, B. F., Ajao, K. R., & Adeogun, A. G. (2018). Resource assessment and feasibility study for the generation of hydrokinetic power in the tailwaters of selected hydropower stations in Nigeria. *Water Science*, 32(2), 338–354. <https://doi.org/10.1016/j.wsj.2018.05.003>
- Liu, Z., Qu, H., & Shi, H. (2016). Numerical study on self-starting performance of Darrieus vertical axis turbine for tidal stream energy conversion. *Energies*, 9(10). <https://doi.org/10.3390/en9100789>
- Melikoglu, M. (2018). Current status and future of ocean energy sources: A global review. In *Ocean Engineering* (Vol. 148, pp. 563–573). Elsevier Ltd. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2017.11.045>
- Menter, F., Ferreira, J. C., Esch, T., & Konno, B. (2003). *The SST Turbulence Model with Improved Wall Treatment for Heat Transfer Predictions in Gas Turbines*.
- Nguyen, M. T., Balduzzi, F., & Goude, A. (2021). Effect of pitch angle on power and hydrodynamics of a vertical axis turbine. *Ocean Engineering*, 238. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2021.109335>
- Purba, N. P., Kelvin, J., Sandro, R., Gibran, S., Permata, R. A. I., Maulida, F., & Martasuganda, M. K. (2015). Suitable Locations of Ocean Renewable Energy (ORE) in Indonesia Region-GIS Approached. *Energy Procedia*, 65, 230–238. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.01.035>
- Qamar, S. B., & Janajreh, I. (2017). A comprehensive analysis of solidity for cambered darrieus VAWTs. *International Journal of Hydrogen Energy*, 42(30), 19420–19431. <https://doi.org/10.1016/J.IJHYDENE.2017.06.041>
- Rezaeiha, A., Kalkman, I., & Blocken, B. (2017). Effect of pitch angle on power performance and aerodynamics of a vertical axis wind turbine. *Applied Energy*, 197, 132–150. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.03.128>
- Ritchard, P. J. (2010). *Fox and McDonald's Introduction to Fluid Mechanics* (8th ed.). John Wiley & Sons.
- Saini, G., & Saini, R. P. (2019). A review on technology, configurations, and performance of cross-flow hydrokinetic turbines. *International Journal of Energy Research*, er.4625. <https://doi.org/10.1002/er.4625>
- Sridhar, S., Joseph, J., & Radhakrishnan, J. (2022). Implementation of tubercles on Vertical Axis Wind Turbines (VAWTs): An Aerodynamic Perspective. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 52, 102109. <https://doi.org/10.1016/J.SETA.2022.102109>

- Sun, X., Wang, Y., An, Q., Cao, Y., Wu, G., & Huang, D. (2014). Aerodynamic performance and characteristic of vortex structures for Darrieus wind turbine. I. Numerical method and aerodynamic performance. *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, 6(4), 043134. <https://doi.org/10.1063/1.4893775>
- Sun, X., Zhu, J., Li, Z., & Sun, G. (2021). Rotation improvement of vertical axis wind turbine by offsetting pitching angles and changing blade numbers. *Energy*, 215. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.119177>
- Taufiqurrahman, R. (2016). *Studi Numerik Turbin Angin Darrieus Dengan Variasi Jumlah Sudu dan Kecepatan Angin*. Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- Tjiu, W., Marnoto, T., Mat, S., Ruslan, M. H., & Sopian, K. (2015). Darrieus vertical axis wind turbine for power generation I: Assessment of Darrieus VAWT configurations. *Renewable Energy*, 75, 50–67. <https://doi.org/10.1016/J.RENENE.2014.09.038>
- Wang, Y., Shen, S., Li, G., Huang, D., & Zheng, Z. (2018). Investigation on aerodynamic performance of vertical axis wind turbine with different series airfoil shapes. *Renewable Energy*, 126, 801–818. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.02.095>
- Wegener, P. P. (1991). *What Makes Airplanes Fly? History, Science, and Applications of Aerodynamics* (1st ed.). New York.
- White, F. M. (2016). *Fluid Mechanics* (Eight). McGraw-Hill Education.
- Widyawan, H. B. (2021). *Studi Numerik Pengaruh Pengaturan Jarak Flow Disturbance Terhadap Kemampuan Self-Start Turbin Darrieus*. Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- Worasinchai, S., Ingram, G. L., & Dominy, R. G. (2016). The Physics of H-Darrieus Turbine Starting Behavior. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 138(6). <https://doi.org/10.1115/1.4031870>
- Yang, Y., Guo, Z., Song, Q., Zhang, Y., & Li, Q. (2018). Effect of blade pitch angle on the aerodynamic characteristics of a straight-bladed vertical axis wind turbine based on experiments and simulations. *Energies*, 11(6). <https://doi.org/10.3390/en11061514>
- Zeng, H., Li, Z., Li, D., Chen, H., & Li, Z. (2022). Vortex Distribution and Energy Loss in S-Shaped Region of Pump Turbine. *Frontiers in Energy Research*, 10. <https://doi.org/10.3389/fenrg.2022.904202>

BIODATA PENULIS



Dimas Anantama Fatjrin dilahirkan di Brebes, Jawa Tengah pada tanggal 12 Januari 2000 sebagai anak pertama dari dua bersaudara. Penulis menyelesaikan pendidikan dasar di MI Raudlatul Islam, kemudian melanjutkan pendidikan menengah pertama di MTs N Ketanggungan dan pendidikan menengah atas di MA Al-Hikmah 2 Sirampog. Setelah menamatkan sekolah pada tahun 2018, penulis diterima dan melanjutkan pendidikan tinggi di Program Studi Sarjana Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Selama mengenyam pendidikan di Departemen Teknik Mesin ITS Surabaya, penulis mengambil fokus studi di bidang Konversi Energi dan tergabung dalam Laboratorium Mekanika dan Mesin Fluida sebagai koordinator laboratorium di tahun keempat. Di tahun yang sama, penulis berkesempatan untuk mengikuti magang di PT Pembangkitan Jawa-Bali sebagai *engineering staff intern* selama empat bulan. Selain itu, penulis juga tergabung dalam tim riset pesawat tanpa awak (UAV) Bayucaraka ITS selama 3 tahun sebagai mekanik *Fixed Wing UAV*. Kemudian penulis juga pernah berpartisipasi dan memperoleh pendanaan riset dalam ajang Program Kreativitas Mahasiswa (PKM) bidang Penerapan Iptek di tahun 2021.

Penulis memiliki ketertarikan yang besar dengan topik konversi energi terutama energi baru terbarukan. Oleh karena itu penulis menyusun Tugas Akhir dengan judul Studi Numerik Pengaruh *Fixed Pitch Angle* pada Sudu Turbin Hidrokinetik Sumbu Vertikal *Darrieus Straight Blade* terhadap Performa dan Karakteristik *Self-Starting* Turbin dengan harapan tulisan ini dapat memberikan sedikit manfaat bagi pengembangan teknologi EBT. Penulis dapat dihubungi melalui alamat surel dimas.anantama@gmail.com.